



Aalto-yliopisto
Insinöörیتieteiden
korkeakoulu

Mikko Unkuri

Leijukatalyyttisen krakkausreaktoriyksikön muuttuvat kustannukset

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi
diplomi-insinöörin tutkintoa varten.

Espoossa 27.11.2017

Valvoja: Apulaisprofessori Ville Vuorinen

Ohjaaja: DI Esa Tamminen & DI Harri Salmio, Neste Oyj
Professori Pekka Ahtila, Aalto-yliopisto

Tekijä Mikko Unkuri

Työn nimi Leijukatalyyttisen krakkausreaktoriyksikön muuttuvat kustannukset

Koulutusohjelma Energia- ja LVI-tekniikka

Pää-/sivuaaine Energiatekniikka

Koodi K3007

Työn valvoja Apulaisprofessori Ville Vuorinen

Työn ohjaaja(t) Esa Tamminen & Harri Salmio, Neste Oyj; Pekka Ahtila, Aalto-yliopisto

Päivämäärä 27.11.2017

Sivumäärä 61+1

Kieli Suomi

Tiivistelmä

Työn aiheena on leijukatalyyttisen krakkausreaktoriyksikön muuttuvat kustannukset, joka käsittää pääasiassa leijutusilman tuottavan kompressorin ajolaitteen, höyryturbiinin, höyrynkulutuksen. Työssä tutustutaan leijukatalyyttisen krakkausreaktorin toimintaan, marginaalikustannuslaskentaan sekä syvemmin höyryturbiinin mallinnukseen.

Höyryturbiinista käydään läpi kaikki oleelliset osat: virtaushäviöt ennen turbiinia, höyrytukkien häviöt, suutinventtiilien painehäviöt, suutinhäviöt, turbiinin juoksupyörien häviöt sekä vuotohöyryt turbiinin portaissa, että labyrinthitiivisteissä.

Työssä kehitettiin malli, jonka avulla voidaan simuloida turbiinin roottorin portaiden tehontuottoa, vuotohöyryn määrää sekä laitteen korkea- ja matalapainepuolen isentrooppista hyötysuhdetta. Edellä mainituista tiedoista saa laskettua myös kokonaishyötysuhteen, kun tiedetään kaikki höyryturbiiniin liittyvien höyryä kuluttavien laitteiden höyrynkulutukset.

Mallin simulaation lopputulos, eli höyryturbiinia kannattaa operoida suurella kokonaissyöttömäärällä sekä suurella höyryn välipoiston määrällä, ei ollut yllättävä. Tästä huolimatta mallin avulla on mahdollista saada hyödyllistä dataa aksiaaliturbiinin käyttäytymisestä erilaisilla operointiarvoilla. Myös jatkokehitysideoita tuli esille sekä kompressorin että höyrytukkien mallinnukseen liittyen.

Avainsanat FCC, höyryturbiini, höyry, turbiini, öljy, jalostus, krakkaus



Author Mikko Unkuri

Title of thesis Fluid catalytic cracking unit's variable costs

Degree programme Energy and HVAC technology

Major/minor Energy Technology

Code K3007

Thesis supervisor Assistant Professor Ville Vuorinen

Thesis advisor(s) Esa Tamminen & Harri Salmio, Neste Oyj; Pekka Ahtila, Aalto-uni.

Date 27.11.2017

Number of pages 61+1

Language Finnish

Abstract

The aim of this Master's Thesis is to investigate the variable costs of fluid catalytic cracking unit, which mainly consist of steam consumption of a steam turbine driving a compressor. The compressor supplies air to the regenerator in order to form a fluidized bed in it. In addition, the purpose of this study is to examine fluid catalytic cracking reactor, marginal cost calculations and give deeper knowledge of modelling a steam turbine.

The steam turbine model examines all essential parts: pressure losses before turbine, steam leakages, pressure loss in the nozzle valves, nozzle losses, turbine wheel losses and steam leakages in turbine stages and labyrinth seals.

A model that allows to simulate the power output of the turbine rotor stages, the amount of leakage steam, and isentropic efficiencies of high-pressure and low-pressure steam turbines, was developed. It is also possible to calculate the overall efficiency from the aforementioned data as long as all vapor-consuming equipment related to the steam turbine is known.

The result of the simulation was that the steam turbine should be operated with a high total steam intake and a high amount of steam should be removed before the low-pressure turbine using intermediate removal. Although the result was not surprising, the model supplies useful data about axial turbine's operating conditions when using different operating values. Further development ideas were also presented with modelling of the compressor and modelling of the steam chests.

Keywords FCC, fluid, catalytic, cracking, steam, turbine

Alkusanat

Tämä diplomityö tehtiin Nesteen Porvoon jalostamolle tuotannon osastolle 2.5.2017 – 27.11.2017 välisenä aikana.

Haluan kiittää ohjaajiani DI Esa Tammista sekä DI Harri Salmiota erittäin asiantuntevasta ohjauksesta ja opeista, joita olen kuluneen puolen vuoden aikana saanut. Diplomityön tekemisen aikana olen oppinut uutta sekä soveltamaan vanhaa osaamistani. Kiitokset kuuluvat myös koko Porvoon keskuskonttorin avuliaalle henkilöstölle saamastani avusta.

Lisäksi haluan kiittää arvokkaista neuvoista myös diplomityön valvojaa apulaisprofessori Ville Vuorista sekä hänen edeltäjää professori Pekka Ahtilaa, joka siirtyi eläkkeelle ennen kuin diplomityö saatiin päätökseen.

Lopuksi haluan kiittää perhettäni kaikesta saamastani tuesta opiskelujen ja diplomityön teon aikana sekä opiskelutovereita, jotka ovat tarjonneet sopivasti vastapainoa opiskelulle vapaa-ajalla.

Espoossa 27.11.2017

Mikko Unkuri

Sisällysluettelo

Tiivistelmä

Abstract

Alkusanat

Sisällysluettelo	i
Merkinnät	iii
Lyhenteet	v
1 Johdanto	1
1.1 Tausta	1
1.2 Nesteen Porvoon jalostamo	1
1.3 Työn tavoitteet	2
2 Kiinteät ja muuttuvat kustannukset	3
2.1 Käyttöhyödykkeiden tuotanto	5
3 Leijukatalyyttisen krakkausreaktoriyksikön toiminta	7
4 Höryturbiini	10
4.1 Yleiskuva toiminnasta	10
4.2 Tehon säätäminen	11
4.3 Suutinventtiilit	14
4.4 Suuttimet	15
4.5 Laval-turbiini	17
4.6 Reaktioturbiini	18
4.7 Vuotohöyry	19
5 Tehdyt tutkimukset	26
5.1 Leijukatalyyttinen krakkausreaktoriyksikkö	26

5.2	Höyryturbiini GBT-2401	28
5.2.1	Pikasulkuventtiili	35
5.2.2	Korkeapainepuolen höyrytukki.....	36
5.2.3	Korkeapainepuolen suuttimet	39
5.2.4	Korkeapainepuolen juoksupyörä	39
5.2.5	Matalapainepuolen höyrytukki	40
5.2.6	Matalapainepuolen suuttimet ja säätöjakso	40
5.2.7	Matalapainepuolen reaktioturbiini.....	42
5.2.8	Vuotohöyry	43
5.2.9	Isentrooppinen hyötysuhde	50
5.2.10	Kokonaishöyrynkulutus	52
6	Marginaalikustannuslaskenta käyttäen tehtyä mallia	53
7	Johtopäätökset.....	57
	Lähdeluettelo	58
	Liiteluettelo	
	Liitteet	

Merkinnät

A	[m ²]	pinta-ala
C	[€]	kustannus
C _D	[-]	virtauksen purkauserro
E	[kJ/kg]	sisäenergia
P	[kW]	teho
Q	[m ³ /s]	tilavuusvirta
R	[-]	reaktioaste
R _s	[J/kgK]	ainekohtainen kaasuvakio
T	[K]	lämpötila
V	[m ³]	tilavuus
W	[kW]	akseliteho
c	[m/s]	höyryn absoluuttinen nopeus (turbiinin runkoon nähden)
c _p	[J/kgK]	ominaislämpökapasiteetti vakiopaineessa
c _s	[m/s]	virtausnopeus isentrooppisessa tapauksessa
c _v	[J/kgK]	ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa
d	[m]	halkaisija
f _T	[-]	kitkakerroin
h	[kJ/kg]	höyryn ominaisentalpia
h''	[kJ/kg]	höyryn entalpia juoksupyörässä
h _s	[kJ/kg]	entalpia isentrooppisessa tapauksessa
Δh	[kJ/kg]	höyryn entalpian muutos
Δh'	[kJ/kg]	höyryn entalpian muutos suuttimessa
Δh' _s	[kJ/kg]	höyryn isentrooppinen entalpian muutos suuttimessa
Δh''	[kJ/kg]	höyryn entalpian muutos juoksupyörässä

$\Delta h''_s$	[kJ/kg]	höyryn isentrooppinen entalpian muutos juoksupyörässä
m	[kg]	massa
\dot{m}	[kg/s]	massavirta
n	[1/s]	kierrosnopeus
p	[Pa]	paine
q	[-]	tuotantomäärä
r	[m]	säde
u	[m/s]	siiven kehänopeus
v	[m/s]	höyryn virtausnopeus
w	[m/s]	höyryn suhteellinen nopeus (turbiinin siipeen nähden)
z	[m]	putken korkeus
α	[rad]	höyryn tulokulma portaalle
β	[rad]	höyryn poistokulma portaalta
η	[-]	hyötysuhde
η'	[-]	suuttimen hyötysuhde
η''	[-]	juoksupyörän siivistön hyötysuhde
η_{is}	[-]	isentrooppinen hyötysuhde
η_u	[-]	juoksupyörän hyötysuhde
κ	[-]	ominaislämpökapasiteettien suhde $\frac{c_p}{c_v}$
π	[-]	portaan painesuhde
ρ	[kg/m ³]	höyryn tiheys
v_0	[m ³ /kg]	höyryn ominaistilavuus
γ	[-]	korrelaatiokerroin suoralle labyrinthitiivisteelle
φ	[-]	operointivakio labyrinthitiivisteelle

Lyhenteet

ES-höyry	Jalostamon 5 bar höyryverkko
FCC	Leijukatalyyttinen krakkaus (Fluid catalytic cracking)
KARP	Kaasuöljyn rikinpoisto
KART	Tyhjötislattu raskas kaasuöljy
KPP	Kilpilahden voimalaitos Oy (Kilpilahti Power Plant Ltd)
KTVL2	Kaasuturbiinilaitos 2
KTY	Kaasuöljyn jakotislausyksikkö
LNG	Nesteytetty maakaasu (Liquefied natural gas)
MS-höyry	Jalostamon 16 bar höyryverkko
PVO	Neste Oyj:n Porvoon jalostamo

1 Johdanto

1.1 Tausta

Maailmanlaajuisesti öljyteollisuus on merkittävä ala. Öljy-yhtiöt tuottavat yhteensä hieman alle 100 miljoonaa barreliä öljyä päivittäin, jolloin vuosituotanto on noin 35 miljardia barreliä. Yksi barreli on noin 159 litraa. Parhaillaan yhden raakaöljybarrelin keskihinta on 45 USD, eli vuositasolla puhutaan 1575 miljardin dollarin eli yli 1300 miljardin euron markkinoista. (IEA 2017.)

Neste Oyj:llä on tarkka seuranta prosessien kustannuksista sekä motivaatiota optimoida prosesseja jatkuvasti yhä energiatehokkaammiksi. Tällöin yritys säästää rahaa sekä samanaikaisesti kuormittaa vähemmän ympäristöä (Salmio 2017). Leijukatalyyttinen krakkaus muodostaa suuren osan jalostamon bensiinijakeiden tuotannosta, ja samalla prosessi myös kuluttaa valtavat määrät käyttöhyödykkeitä. (Sadeghbeigi 1995.)

Leijukatalyyttinen krakkausyksikkö koostuu sekä reaktoriosasta että tislausosasta (Sadeghbeigi 1995). Tässä työssä käsitellään ainoastaan reaktoriosaa, ja siitäkin pääasiassa vain suurimpia muuttuvia kustannuksia eli leijutusilman ajolaitteen höyrynkulutusta mukaan luettuna erityyppiset häviöt (Salmio 2017). Taseraja määritellään höyryturbiiniin sekä sen toimintaa ylläpitäviin höyrykäyttöisiin laitteisiin, kuten lauhduttimeen, ejektoreihin sekä öljynkierron pumpun ajolaitteeseen (Tamminen 2017). Työssä ei myöskään käsitellä höyrykäyttöisiä radiaaliturbiineja.

Tällä hetkellä reaktoriosalla kustannukset muodostuvat pitkän aikavälin kokonaiskustannusten keskiarvosta eli reaaliaikaisilla prosessiolosuhteilla ei ole merkitystä nykyisten mallien kustannusennusteeseen (Tamminen 2017). Tällöin kustannusten marginaalilaskennassa jokaisen öljyn syöttötonnin lisääminen kasvattaa kiinteän määrän kustannuksia, vaikka todellisuudessa näin ei tapahdu.

1.2 Nesteen Porvoon jalostamo

Nesteellä on Suomessa yhteensä kaksi jalostamo - Porvoossa ja Naantalissa. Porvoon jalostamo aloitti toimintansa vuonna 1965 ja sijaitsee Kilpilahden teollisuusalueella. Henkilöitä koko Kilpilahden alueella työskentelee noin 3500 henkilöä, joista Nesteen työntekijöitä on noin 1900. (Neste.com 2017.)

Porvoon jalostamolla on yhteensä 45 prosessiyksikköä (Tamminen 2017). Näiden yksiköiden yhteenlaskettu tuotanto on noin 12,5 miljoonaa tonnia vuodessa, joka pitää sisällään yli 150 tuotetta ja tuotekomponenttia. Tuotteina ei ole ainoastaan fossiilisten polttoaineiden johteet, vaan Neste tuottaa myös ympäristöystävällisiä Neste MY uusiutuvia polttoaineita sekä kemikaaleja. Tämä lienee yksi monista syistä, minkä vuoksi Neste valittiin yli kymmenettä vuotta putkeen vastuullisimpien yritysten Global 100 -listalle sijalle 23. (Neste.com 2017.)



Kuva 1 Nesteen Porvoon jalostamo (Neste.com 2017)

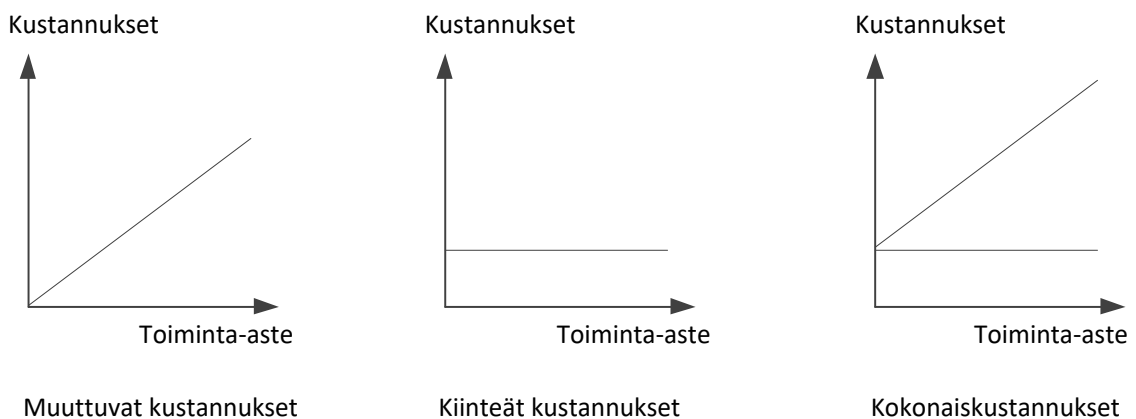
1.3 Työn tavoitteet

Työn tavoitteena on pilkkoa yksittäistä euromäärää per yksikön syöttötonni pienempiin osuuksiin, jotta kustannusten arviointi yksinkertaistuisi. Lisäksi työn tavoitteena on mallintaa höyryturbiini tarkasti järkevällä tarkkuudella. Höyrymallista on tavoitteena saada realistiset korkea- sekä matalapainepuolen isentrooppiset hyötysuhteet, joita voidaan käyttää edelleen muissa simulaatioissa.

2 Kiinteät ja muuttuvat kustannukset

Kustannukset voidaan jakaa kiinteisiin ja muuttuviin kustannuksiin. Kustannuksen riippuvuus toiminta-asteesta ja tuotannon volyymistä määrää sen, kumpaan luokkaan kustannus kuuluu.

Muuttuvat kustannukset kasvavat vai vähenevät, kun toiminta aste muuttuu. Tyypillisesti kustannusten muutos on lineaarista. Muuttuvina kustannuksina kannattaa käsitellä vain kustannuksia, joiden riippuvuus toiminta-asteeseen on riittävän selvä. Kaupankäynnissä muuttuvat kustannukset ovat myytävien tavaroiden hankintamenot, kuten raaka-aineet, alihankinnan työpanos, valmistuksen palkat henkilösivukuluineen, energian hinta sekä kuljetuskustannukset ja kaluston kunnossapito osittain. (Haverila 2009.)



Kuva 2 Kokonaiskustannuksien muodostuminen (Haverila 2009)

Kiinteät kustannukset sen sijaan eivät riipu toiminta-asteen vaan kapasiteetin muutoksista. Tyypillisiä kiinteitä kustannuksia ovat koneiden ja kaluston sitoman pääoman korot ja poistot, vuokrat, lämmitys, siivous, sähkön perusmaksu, johdon ja toimihenkilöiden palkat sivukuluineen sekä hallinnon, markkinoinnin, edustuksen, tietoliikenteen ja vastaavan kustannukset. (Haverila 2009.)

Kiinteät kustannukset voidaan jakaa edelleen seisontakustannuksiksi ja valmiuskustannuksiksi. Seisontakustannukset ovat kustannuksia, joita syntyy, vaikka laitosta ei edes käytetä. Näitä ovat esimerkiksi ajan mukaan laskettavat poistot, leasingmaksut, vuokrat, sidotun pääoman korko, vartiointi ja perushuollot. Valmiuskustannuksia sen sijana syntyy seisokinakaisesta kantamiehityksestä, lämmityksestä ja höyrynpaineen nostamisesta. Valmiuden nostamisesta syntyy hyppäyksittäin muuttuvia kustannuksia. (Haverila 2009.)

Edellä mainittu jakotapa aiheuttaa kritiikkiä sen vuoksi, koska se pelkistää liikaa todellisuutta ja kustannusfunktioita, koska monet kustannukset eivät välttämättä ole puhtaasti kiinteitä tai muuttuvia. (Haverila 2009.)

Kemianteollisuudessa, tai teollisuudessa ylipäänsä, todelliset kustannukset eivät ole yhtä yksinkertaisia, kuin kuva 2 antaa ymmärtää. Esimerkiksi monet voimalaitokset ovat optimoitu

parhaalle tuotolle 75 % teholla, jolloin yksikköhinta alkaa nousta lähestyessä täyttä tuotantokapasiteettia. (Ahtila 2017.)

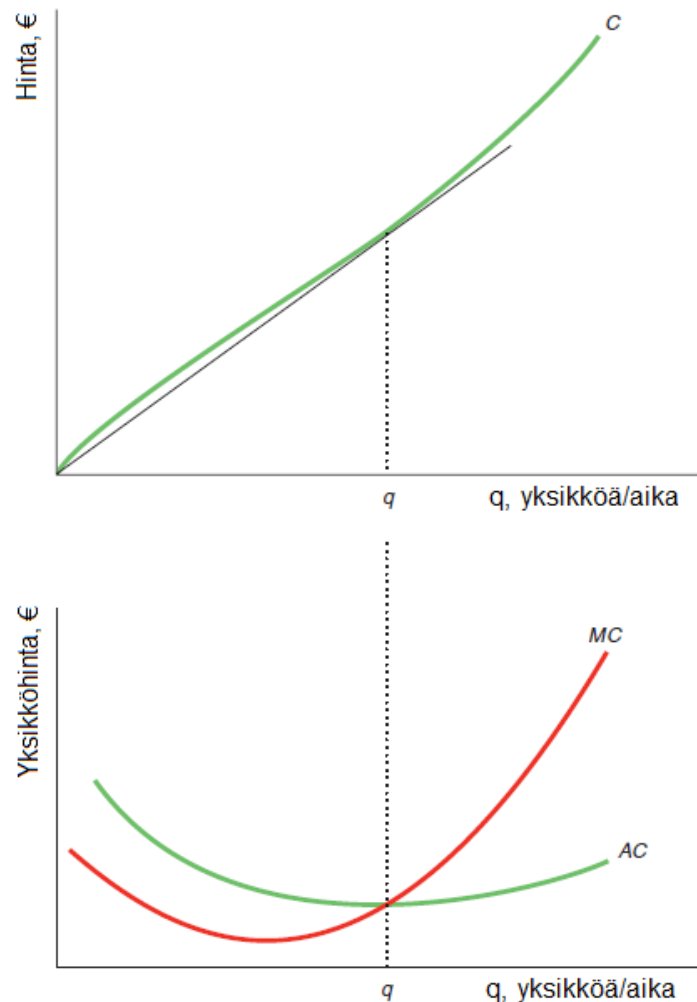
Perloff (2012) esittää, että raja- eli marginaalikustannus MC tarkoittaa tuotteen kustannusten nousua, jos tuotantoa lisätään yhdellä tuotantoyksiköllä. Se lasketaan tavallisesti kaavalla

$$MC = \frac{\Delta C}{\Delta q}, \text{ missä} \quad (1)$$

ΔC = kustannuksen muutos, €,

Δq = tuotantomäärän muutos.

Suomen öljyteollisuudessa tuotantomäärää mitatessa käytetään yksikköä t/h, joten marginaalikustannusta laskettaessa luonteva tuotantomäärän muutos on 1 t/h.



Kuva 3 Kustannus (C), marginaalikustannus (MC) ja keskekustannus (AC) (Perloff 2012, muokattu)

Keskikustannus AC on keskimääräisen kiinteän kustannuksen sekä keskimääräisen muuttuvan kustannuksen summa eli kokonaiskustannukset jaetaan tuotantomäärällä q .

Marginaalihintaa määriteltäessä on otettava huomioon, että tuotantokustannuksiin vaikuttaa merkittävästi raaka-aineiden hinta. Esimerkiksi vedyn tuotantokustannuksiin vaikuttaa merkittävästi maakaasun hinta, joka voi vaihdella merkittävästi jopa tuntitasolla. (Tervonen 2015.)

2.1 Käyttöhyödykkeiden tuotanto

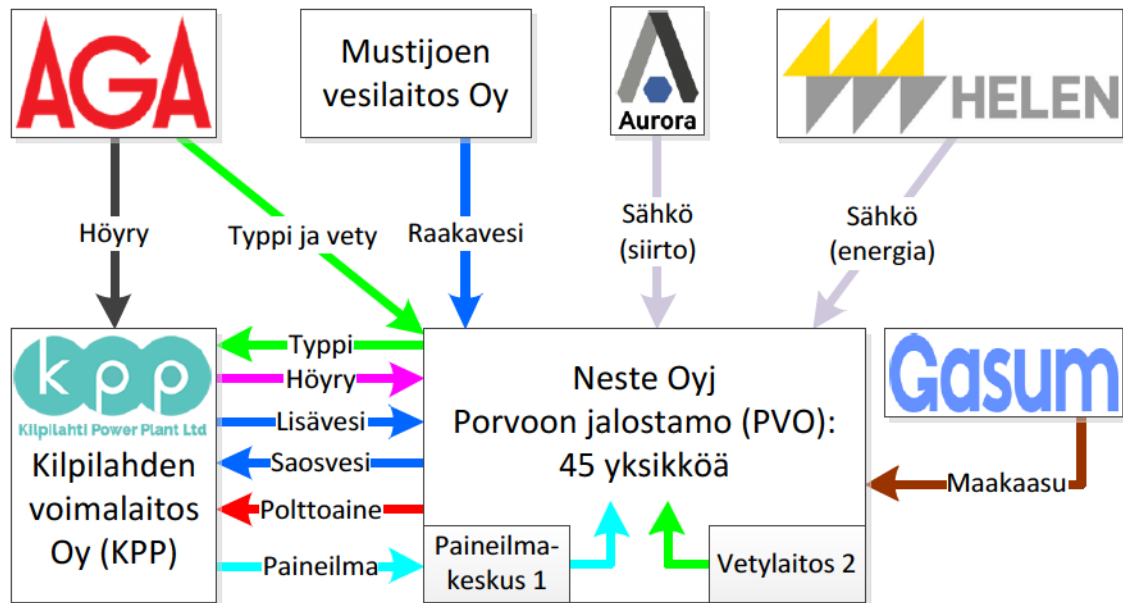
Teollisuuden tuotannolle välttämättömät apuvälineet ovat nimeltään käyttöhyödykkeitä. Nämä apuvälineet luetaan tuotantoprosessin ulkopuolelle ja pitävät sisällään muun muassa höyryn, sähkön, prosessi- ja jäähdytysvedet, paineilman, ilmanvaihdon sekä polttoaineet. (Motiva 2017.)

Monia käyttöhyödykkeitä ei ole järkevää tuottaa itse, vaan ne kannattaa hankkia ulkoiselta toimittajalta. Etuna käyttöhyödykkeiden ulkoistamisessa on se, että ulkoinen toimittaja valmistaa suuria määriä käyttöhyödykettä ja myy tuotetta laajalle verkostolle. Tällöin käyttöhyödykkeen tuotannon kustannukset verrattuna omaan tuotantoon ovat pienemmät. Myös ulkoistettu tuotanto ei sido yhtä paljon tuotetta ostavan yhtiön henkilöstöresursseja.

Käyttöhyödykkeiden hankinnan ulkoistamispäätöksen takana voi myös olla pääoman tuottovaatimuksen ero. Nesteellä on 15 % tuottovaatimus pääomalle, kun taas ulkoinen yhtiö voi tyytyä pienempään tuottoon. Viimeaikoina Neste onkin ulkoistanut sähkönsiirron Aurora Kilpilahdelle, vedyn tuotannon osin AGA:lle sekä höyryntuotannon Kilpilahden voimalaitokselle. (Salmio 2017.)

Kilpilahden investointipäätöksissä päätösten takana on säästöjen lisäksi myös osaamisen lisääminen. Nesteen henkilöstö pyrkii keskittymään jalostamon ydintoimintaan, eivätkä resurssit riitä välttämättä käyttöhyödykkeisiin saman lailla. Kun käyttöhyödykkeiden tuotanto ulkoistetaan käyttöhyödykkeiden tuottamiseen erikoistuneelle yhtiölle, hyötyy siitä kaikki. Tällöin jalostamoalueen osaaminen kasvaa ja kynnys tuotekehitykseen ja innovaatioihin pienenee. (Hintikka 2017.)

Kilpilahden alueella toimii suurina yrityksinä Nesteen lisäksi Borealis, Bewi Styrochem sekä Ashland. Sähkön siirrosta Kilpilahden alueella vastaa entinen KED Oy, nykyinen Aurora Kilpilahti Oy ja sähköenergian ostosta vastaa jokainen itse. Neste ostaa sähköenergiansa Helen Oy:ltä. Raakavesi saadaan Mustijoen vesilaitos Oy:ltä ja maakaasua alueelle toimittaa Gasum Oy kaasuputkea pitkin. Paikallisena toimittajana toimii Kilpilahden voimalaitos Oy (KPP), joka tuottaa käyttöhyödykkeitä monille alueen eri yrityksille (Kilpilahti 2017). Kuivassa 4 jalostamolta Kilpilahden voimalaitokselle siirrettävä polttoainevirta koostuu kevyestä ja raskaasta polttoöljystä, maakaasusta sekä prosessilämmöstä.

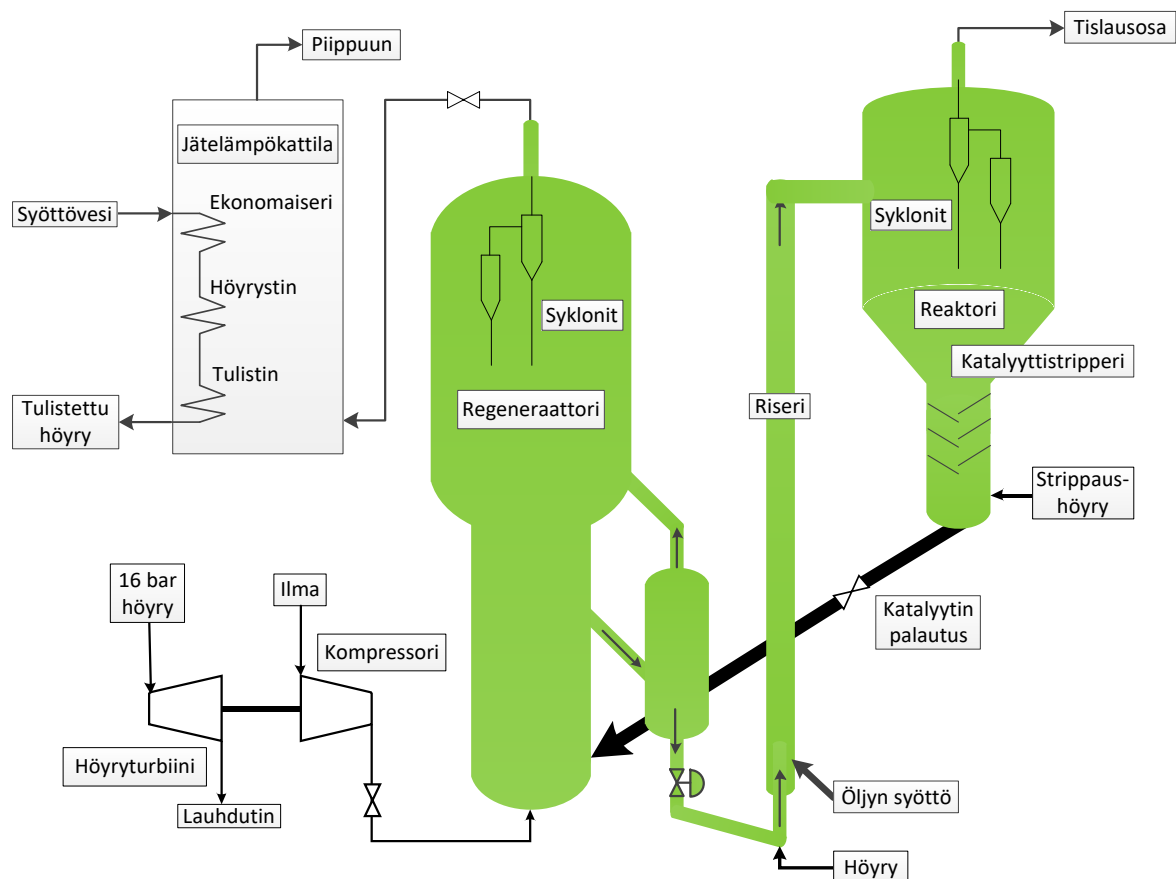


Kuva 4 Porvoon jalostamon käyttöhyödykkeet

3 Leijukatalyyttisen krakkausreaktoriyksikön toiminta

Leijukatalyyttinen krakkaus eli FCC on tärkein ja eniten käytetty prosessi raskaiden öljyjen muuntamiseksi kevyemmiksi ja samalla arvokkaammiksi tuotteiksi. Prosessista on monia muunnoksia lisensiorin ja rakentajan mukaan, mutta peruseriaatteeltaan operointiperiaatteet ovat samat (Sadeghbeigi 1995). Peruseriaatteeltaan FCC:n prosessissa reaktoriosassa krakataan raskasta öljysyöttöä kevyemmiksi yhdisteiksi leijupedin, lämmön ja katalyyttien avulla. Jatkuvatoimisesta kierrosta syklonein eroteltu tuotesekoitus johdetaan yksikön tislauseen, jossa tuotteen eri jakeet saadaan eroteltua toisistaan.

FCC-yksiköt tuottavat maailmanlaajuisesti noin 45 % bensiinistä muiden toissijaisten öljynvalmistusprosessien, kuten alkylointiyksikön, kanssa. Suuren lisätuoton ohella FCC-yksikkö toimii erittäin tehokkaasti, koska vain noin 5 % syötöstä tarvitaan prosessin endotermisia krakkausreaktioita varten yksikön polttoaineeksi (Sadeghbeigi 1995). Leijukatalyyttisen yksikön konversio määritellään syötön sekä kevyiden, alle 221 asteen kiehumispisteen omaavien tuotteiden keskinäisenä suhteena. (Lappas 2017.)



Kuva 5 FCC-yksikön reaktoriosan periaatekaavio

Leijukatalyyttisessä krakkauksessa FCC-yksikössä kierrätetään reaktioon sopivaa katalyyttiä ja reagoitavaa ainetta ilmavirran sekä lukuisten matkalla olevien höyrysyöttöjen avulla. Leijukatalyyttisessä krakkauksessa ideana on, että leijutus on tasaista ja jatkuvaa, jolloin kiinteät aineet kulkeutuvat vaivattomasti putkistoissa (Tamminen 2017). Useimmissa prosesseissa tarvittava ilmavirta tuotetaan höyryturbiinin ja samaan akseliin kytketyn kompressorin avulla.

Käytettyä ja regeneroitua katalyyttiä leijutetaan regeneraattorin alaosassa tasaisella leijupeidillä, mistä katalyytti kulkeutuu leijupedin tasolla olevaan poistoputkeen. Ilmavirta poistuu seuraavassa haarassa takaisin regeneraattoriin ja katalyytti jatkaa kohti reaktorin nousuputkea eli riseriä, jonka alapäässä on myös krakattavan öljyn syöttö. Aineiden kohdatessa öljy kaasuuntuu sekä kiinteä katalyytti nostatetaan riserin yläpäähän pohjasta puhallettavan höyryn avulla. (Tamminen 2017.)

Tavallisimmin syötön ja katalyytin suhde on 4:1 ja 9:1 välillä. Varsinainen krakkausreaktio tapahtuu riserissä, jossa endoterminen reaktio pilkkoo kaasufaasisissa olevaa raskasta öljyä kevyemmiksi yhdisteiksi (Sadeghbeigi 1995). Energia öljyn höyrystymiseen sekä itse krakkausreaktioon saadaan 680-730 asteisesta katalyytistä, joka reagoi esilämmitetyn 260-370 asteen syötön kanssa. Lämpötila putkivirtausreaktoria matkivan riserin yläpäässä on noin 535 °C. (McFarlane 1990.)

Reaktio alkaa, kun syöttövirta on kosketuksissa kuumen katalyytin kanssa. Monesti syötössä käytetään apuna höyryä, jotta öljy hajoaa tehokkaasti syöttösuuttimien ympäristöön. Ennalta määrätty sarja hiilivetyjen pilkkoutumisreaktiota tapahtuu 1,5-3 sekunnin aikana. Mitä pidempi viipymäaika on, sitä kevyempiä hiilivetyjä saadaan lopputuotteeksi. Haluttu lopputuote eli arvokkaat nestekaasu- ja bensajakeet ovat kaikkein kevyimpiä hiilivetyjä painavampia ja tästä syystä reaktio tulee katkaista katalyytin erotuksella lopputuotteiden ollessa sopivassa suhteessa keskenään. (Sadeghbeigi 1995.)

Prosessin saanto ja tuotejakauman koostumus määräytyvät viipymäajasta itse riserissä ja reaktorissa sekä niiden jälkeisestä lämpökrakautumisesta reaktorin sisällä olevissa syklo-neissa. Nykyaikana FCC-yksikön reaktori tarjoaa nimestään huolimatta lähinnä vain kotelon sen sisällä oleville syklo-neille (Sadeghbeigi 1995). Riserin viipymäaika on kuitenkin vaikea säätää massavirran ollessa tietty, joten tuotteiden määrää ja koostumusta voidaan säätää yksinkertaisemmin riserin lämpötilan avulla. Reaktion sivutuotteena katalyytin pinnalle muodostuu pääosin hiilestä ja vedystä koostuvaa koksia noin 5 % syötön massavirrasta, mikä heikentää katalyytin tehoa krakkausreaktiossa. Koksin muodostuminen vähentää saman verran tislausosaan menevien tuotteiden määrää. (Tamminen 2017.)

Käytetyn katalyytin talteenotto on monivaiheinen prosessi, jossa katalyytti erotetaan tuotteesta, aktiivisuus palautetaan poistamalla koksi katalyytin pinnalta ja jonka jälkeen katalyytti palautetaan prosessiin. Hiilivetyjen ja katalyytin erotus tapahtuu reaktorissa olevien syklonien sekä höyrytoimisen katalyyttistripperin avulla. Nykypäivänä kaksiportaisten syklonien erotuksen hyötysuhde on yli 99,995 %. Tavallisimmin strippaushöyryn syöttö on 2-5 kg per tonni stripattavaa ainetta. Tämän vaiheen jälkeen erotettu katalyytti matkaa regeneraattoriin. (Sadeghbeigi 1995.)

Regeneraattorissa erotetaan savukaasut katalyytistä sekä poltetaan koksi käyttäen puhallusilman muodostaman leijupedin happea. Leijupeti muodostuu regeneraattorin alapäähän hajautetun ilmansyötön johdosta. Tavallisimmin paine putoaa noin 7-15 kPa laajan ja moniaukkoisen puhallusjärjestelmän vuoksi. Tyypillisiä rakenteita ilman hajautukselle ovat rengasmainen sekä ristikkomainen rakenne. Hienojakoinen ja kiinteä katalyytti käyttäytyy nesteenomaisesti leijupedin rajapinnassa saaden aikaan tasaisen ja tehokkaan koksinpoltoreaktion. (Sadeghbeigi 1995.)

Tässä palamisreaktiossa koksin pitoisuus putoaa noin 0,05 prosenttiin katalyytin painosta. Myös regeneraattorista poistuvat savukaasut sisältävät merkittävän määrän energiaa. Tämä energia voidaan ottaa talteen FCC-yksiköille ominaisen CO-kattilan avulla, missä tuotetaan korkeapaineista höyryä höyryturbiinille sekä poltetaan savukaasujen hiilimonoksidia. Vaihtoehtoisesti savukaasujen energia voidaan hyödyntää reaktorin syöttövirtojen lämmityksessä lämmönvaihtimien avulla (Sadeghbeigi 1995). Tästä yksi vaihtoehto on hyödyntää hukkalämpö höyrykehityksessä lämmön talteenottokattilan eli jätelämpökattilan avulla. Tämä järjestely tuottaa leijutuksen ilmakompressorille akselienergiaa höyryturbiinin avulla.

4 Höyryturbiini

4.1 Yleiskuva toiminnasta

Höyryturbiini on lämpövoimakone, jonka avulla höyryn entalpia muutetaan mekaaniseksi energiaksi. Useimmissa tapauksissa tulohöyry on korkeapaineista ja tulistettua, ja turbiinin akselin pyörimisenergia muunnetaan suoraan samassa akselissa olevan laitteen, kuten kompressorin tai generaattorin, pyörittämiseen (Wikstén 1995). Energian muuntaminen tapahtuu suuttimien ja juoksu- ja johtosiipien avulla kahdessa osassa: aluksi muuntamalla höyryn lämpösisältö eli entalpia virtausenergiaksi suuttimen avulla, minkä jälkeen se muunnetaan mekaaniseksi energiaksi. (Lajunen 1967.)



Kuva 6 Höyryturbiinin roottori (Wikimedia 2013)

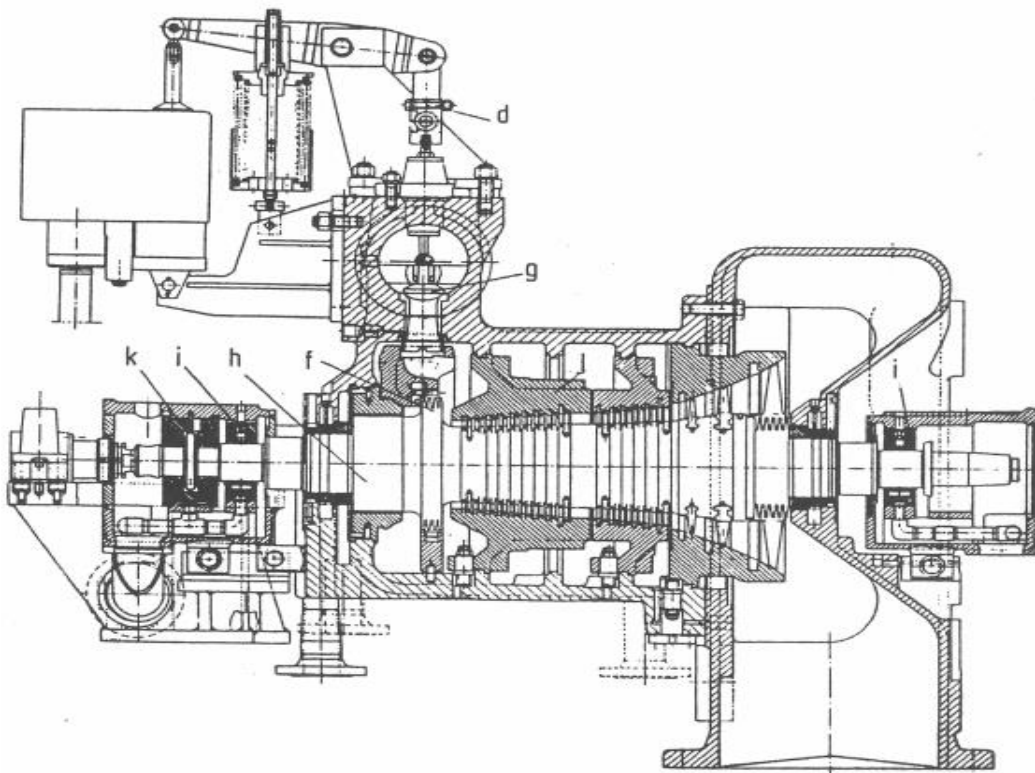
Höyryturbiinit jaetaan aktio- eli impulssiturbiineihin sekä reaktioturbiineihin. Impulssiturbiinissa virtaukselle annetaan suuri nopeus suuttimessa, minkä jälkeen paine pysyy vakiona läpi siivistön. Virtausnopeus hidastuu koneen runkoon nähden, mutta pysyy samana siivistöön nähden. Tämän tyyppinen turbiini tunnetaan myös nimellä tasapaineturbiini. Reaktioturbiineissa sen sijaan suuttimen jälkeen paine alenee siivistössä sekä suhteellinen virtausnopeus kasvaa edelleen samanaikaisesti virtauskulmaansa muuttaen. (Wikstén 1995.)

Höyryturbiinit pystytään jakamaan myös virtauksen pääsuunnan mukaan. Valtaosa turbiineista on aksiaaliturbiineja, joissa virtaus tapahtuu akselin suuntaisesti. Toinen harvinaisempi pääryhmä on radiaaliturbiniit, joissa virtaus tapahtuu joko akselistä poispäin tai sitä kohti. Nämä turbiinit soveltuvat vain pienille tehoille ja painesuhteille. (Wikstén 1995.)

4.2 Tehon säätäminen

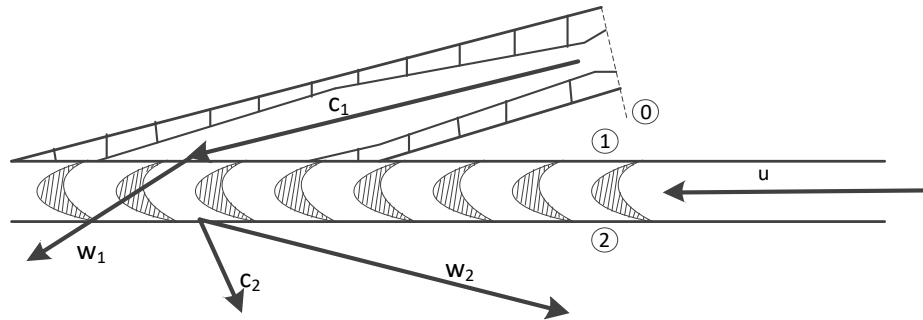
Höyryturbiinin tehoa voidaan säätää määrä-, kuristus-, liukupaine-, tai yhdistetyllä säädöllä. (Wikstén 1995). Määräsäädössä muutetaan tulevan höyryn massavirtaa, joka on tavanomainen säätötapa impulssiturbiinille käyttäen suutinventtiileitä. Liukupainesäätö tapahtuu muuttamalla höyryn painetta ennen turbiinia. Tämä onnistuu esimerkiksi muuttamalla syöttövesipumpun kierroslukua, jolloin höyrykattilan paine muuttuu. (Lajunen 1967.)

Kuristussäätö tapahtuu, kun tulohöyryventtiiliä kuristetaan. Tämä johtaa entalpian muuttumiseen eli höyryn paine ja lämpötila laskevat. Neljäs vaihtoehto on yhdistetty säätö, missä yhdistetään edellä mainittuja tapoja (Lajunen 1967). Kun vain osa suuttimista on auki, puhutaan osasyötöstä, muuten täyssyötöstä. Osakuormilla määräsäätö on ylivoimaisesti parempi vaihtoehto kuin kuristussäätö. (Wikstén 1995.)



Kuva 7 Höyryturbiini Curtis-säätövyöhykkeellä (f), Parsons-reaktioportilla (l), Servo-moottorilla (d) sekä höyrytukilla (g) (Wikstén 2009)

Nopeuskolmiot ja kulmat määritellään tavallisesti tuloreunan sekä poistoreunan mukaan. Asetetaan taserajat: ennen suutinta 0, suuttimen jälkeen 1 ja juoksupyörän jälkeen 2. Taserajan 0 kaavoja käsitellään kappaleessa 4.4 Suuttimet.



Kuva 8 Yksikehäisen aktioturbiinin nopeusvektorit taserajoilla

Wikstén (1995) on esittänyt turbiineille vektoriyhtälön

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} , \text{ missä} \quad (2)$$

c = absoluuttinen nopeus runkoon nähden, m/s,

u = siiven kehänopeus, m/s,

w = höyryn suhteellinen nopeus siipeen nähden, m/s.

Turbiinin kehänopeus saadaan yhtälöllä

$$u = d \pi n , \text{ missä} \quad (3)$$

d = juoksupyörän halkaisija, m,

n = kierrosnopeus, 1/s.

Aksiaaliturbiineissa voidaan riittävän tarkasti olettaa

$$u_1 = u_2 . \quad (4)$$

Juoksupyörän kehään vaikuttaa voima

$$F_u = \frac{d}{dt} (m c_{1u} - m c_{2u}) = \dot{m} (c_{1u} - c_{2u}) , \text{ missä} \quad (5)$$

\dot{m} = massavirta, kg/s.

Kehällä vaikuttava teho on siis voima F_u kerrottuna nopeudella eli

$$P_u = \dot{m} (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) , \quad (6)$$

mistä oletuksella $u_1 = u_2$ yhtälö supistuu muotoon

$$P_u = \dot{m} u \Delta c_u . \quad (7)$$

Stationäärisen virtaussysteemin energiatasetta käyttäen saadaan

$$P_u = \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{1}{2} (c_1^2 - c_2^2) \right), \text{ missä} \quad (8)$$

h = höyryn ominaisentalpia, kJ/kg.

Yhtälön (2) sekä vektorin sisätulon kaavan avulla saadaan seuraavat yhteydet:

$$c^2 = \vec{c} \cdot \vec{c} = (\vec{u} + \vec{w}) \cdot (\vec{u} + \vec{w}) = u^2 + w^2 + 2 u w_u \quad (9)$$

$$\vec{w}_u = \vec{c}_u - \vec{u}_u = \vec{c}_u - \vec{u} \quad (10)$$

Jolloin yhtälö (8) saa muodon

$$P_u = \dot{m} \left(h_1 - h_2 + \frac{1}{2} (w_1^2 - w_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + 2(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u})) \right). \quad (11)$$

Vertaamalla yhtälöitä (6) ja (11) havaitaan, että

$$\Delta h'' = h_1 - h_2 = \frac{1}{2} (w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2), \text{ missä} \quad (12)$$

$\Delta h''$ = höyryn entalpian muutos juoksupyörässä, kJ/kg.

Mikäli virtaus on isentrooppista, pätee

$$\Delta h_s'' = \frac{1}{2} (w_{2s}^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2), \text{ missä} \quad (13)$$

$\Delta h_s''$ = isentrooppinen entalpian muutos juoksupyörässä, kJ/kg,

w_s = höyryn suhteellinen nopeus isentrooppisessa tapauksessa, m/s.

Juoksupyörän siivistön hyötysuhde η'' voidaan lausua seuraavasti:

$$\eta'' = \frac{\frac{1}{2} w_2^2}{\frac{1}{2} w_{2s}^2}, \text{ missä} \quad (14)$$

w_2 = höyryn suhteellinen poistumisnopeus siipeen nähden, m/s,

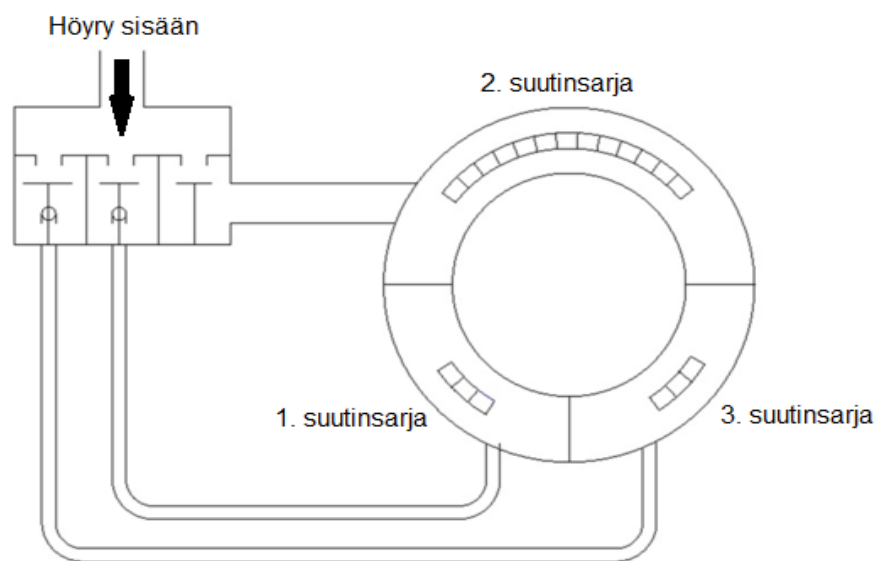
w_{2s} = suhteellinen poistumisnopeus isentrooppisessa tapauksessa, m/s.

Tästä voidaan johtaa yhteys

$$\frac{1}{2} w_2^2 = \eta'' \frac{1}{2} w_{2s}^2 = \eta'' \left(\Delta h_s'' + \frac{1}{2} (w_1^2 + u_1^2 - u_2^2) \right). \quad (15)$$

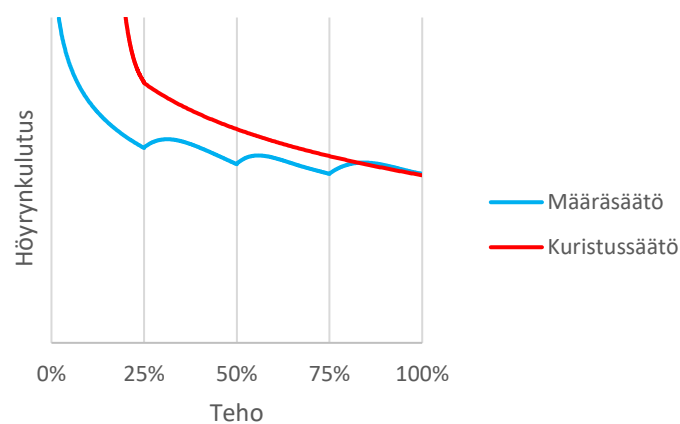
4.3 Suutinventtiilit

Määräsäätöä käytettäessä turbiinille tulevaa massavirtaa säädetään avaamalla suutinventtiilit yksi kerrallaan. Tulohöyryventtiilejä voi olla tavallisimmin turbiinissa kolmesta kymmeneen kappaletta. Kun venttiilit ovat joko täysin auki tai täysin kiinni, puhutaan venttiilipisteistä, jotka ovat havaittavissa eri säätötavoille kuvan 10 pystyviivojen kohdalla. Näillä arvoilla ilmaistaan valmistajan asettamat turbiinin takuuarvot höyrynkulutuksen suhteen. (Lajunen 1967.)



Kuva 9 Curtis-pyörän siivekkeet ja suutinventtiilien aukeaminen (Wikimedia 2012, muokattu)

Teho-höyrynkulutus ei ole höyryturbiineilla täysin lineaarinen. Kuvaajan hieman sahamainen muoto johtuu siitä, että säätöventtiilit avautuvat ja sulkeutuvat hieman limittäin. Tällöin turbiinissa tapahtuu kuristusta, mistä seuraa höyryn kulutuksen ajoittaista kasvua. (Lajunen 1967.)



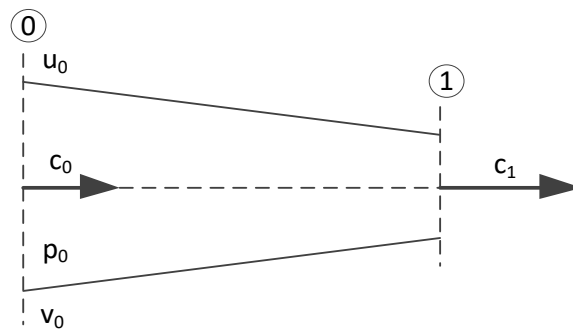
Kuva 10 Höyryturbiinin höyrynkulutus kuristus- ja määräsäädössä

4.4 Suuttimet

Höyryturbiinin suuttimien tehtävä on muuttaa höyryn entalpia virtausenergiaksi. Suuttimen läpi virratessa höyry paisuu ja laajenee, jolloin energiaa vapautuu ja vapautunut energia muuntuu höyryn nopeudeksi. Höyryn nopeus ei ole vakio koko suuttimen poikkipinnassa, vaan keskiakselilla suurin ja seinämien vieressä nolla. Laskujen helpottamiseksi virtausnopeus suuttimessa määritellään tavallisesti poikkipinnan keskinopeudeksi. (Lajunen 1967.)

Höyryn nopeus kasvaa tiettyyn painesuhteeseen asti nopeammin kuin sen ominaistilavuus. Kun tämä kriittinen painesuhde eli Laval-paine ylitetään ja käytetään suppenevaa suutinta, tapahtuu suuttimen ulkopuolella pyörteitä. Tällöin lopputuloksena on sisäisen kitkan ja pyörteilyn johdosta lämpöä ja pienempi virtausnopeus. (Lajunen 1967.)

Suurissa energianmuunnoksissa yleisesti käytetty suutintyyppi on Laval-suutin. Tässä suutintyyppissä käytetään laajenevaa suutinta, joka ohjaa höyryn paisuntaa myös minimipoikkipinnan jälkeen, eikä tästä syystä muodosta pyörteitä ja energian muutos nopeudeksi on parempaa. Suuttimen kapeimmassa kohdassa vallitsee aina Laval-tila. Tässä tilassa höyryn nopeus on aina äänennopeus ja paine Laval-paine. Ulosvirtausnopeus vastaavasti on suurempi kuin äänennopeus ja paine Laval-painetta pienempi. (Lajunen 1967.)



Kuva 11 Höyryn virtaus suuttimen läpi

Wiksténin (1995) mukaan suuttimelle pätee energiatase

$$h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 = h_1 + \frac{1}{2}c_1^2 = h_{1s} + \frac{1}{2}c_{1s}^2, \text{ missä} \quad (16)$$

h_0 = entalpia ennen suutinta, kJ/kg,

c_0 = virtausnopeus ennen suutinta, m/s,

h_1 = entalpia suuttimen jälkeen, kJ/kg,

c_1 = virtausnopeus suuttimen jälkeen, m/s,

h_{1s} = entalpia suuttimen jälkeen isentrooppisessa tapauksessa, kJ/kg,

c_{1s} = virtausnopeus suuttimen jälkeen isentrooppisessa tapauksessa, m/s.

Suuttimen hyötysuhde η' voidaan määritellä todellisten sekä isentrooppisen tapauksen avulla loppunopeuksien avulla seuraavasti:

$$\eta' = \frac{h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 - h_1}{h_0 + \frac{1}{2}c_0^2 - h_{1s}} . \quad (17)$$

Jos oletetaan, että $c_0 = 0$, voidaan lausua

$$\eta' = \frac{h_0 - h_1}{h_0 - h_{1s}} = \frac{\frac{1}{2}c_1^2}{\frac{1}{2}c_{1s}^2} = \frac{c_1^2}{c_{1s}^2} . \quad (18)$$

Lajunen (1967) esittää, että loppunopeuksien suhdelukuna voidaan käyttää nopeuskerrointa γ eli

$$c_1 = \gamma c_{1s} . \quad (19)$$

Yleisesti nopeuskerroin saa arvoja välillä 0,92-0,98. Jos nopeuskerros on tuntematon, käytetään keskimääräistä arvoa 0,95. (Shlyakhin 1960.)

Wiksténin (1995) mukaan höyryn isentrooppinen entalpian muutos $\Delta h'_s$ voidaan määritellä seuraavasti:

$$\Delta h'_s = h_0 - h_{1s} = \frac{1}{2}(c_{1s}^2 - c_0^2) . \quad (20)$$

Todellinen höyryn entalpian muutos $\Delta h'$ suuttimessa kuitenkin on

$$\Delta h' = h_0 - h_1 = \frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2) . \quad (21)$$

Lajunen (1967) mukaan häviöttömän ja todellisen entalpioiden muutosten ero on suutinhäviö h_d eli

$$h_d = \Delta h'_s - \Delta h' = \frac{1}{2}(c_{1s}^2 - c_0^2) - \frac{1}{2}(c_1^2 - c_0^2) = \frac{1}{2}(c_{1s}^2 - c_1^2) . \quad (22)$$

Tämä voidaan lausua myös muodossa

$$h_d = \frac{1}{2}(c_{1s}^2 - \gamma^2 c_{1s}^2) = \frac{c_{1s}^2}{2}(1 - \gamma^2) \quad (23)$$

Jos alkunopeutta ei ole eli $c_0 = 0$, voidaan lausua

$$h_d = (1 - \gamma^2) h_{1s} . \quad (24)$$

4.5 Laval-turbiini

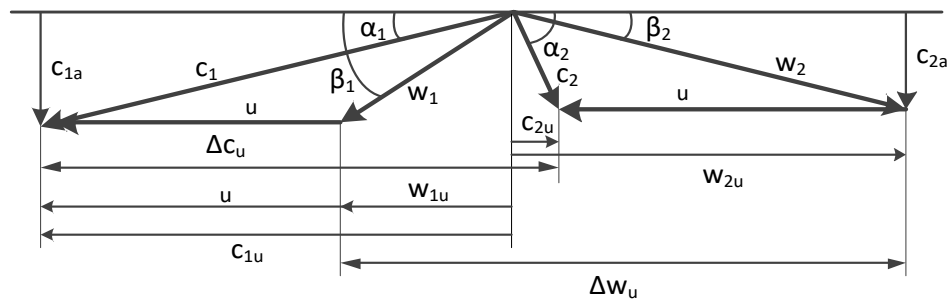
Yksikehäisiä aktioturbiineja kutsutaan myös Laval-turbiineiksi. Ne koostuvat suuttimesta tai suutinryhmästä sekä yksiosaisesta juoksupyörästä. Näissä turbiineissa höyryn energia muuttetaan kokonaan nopeusenergiaksi, joka otetaan talteen juoksupyörän avulla, missä paine pysyy vakiona. Rakenteeltaan turbiini on mahdollisimman yksinkertainen, eikä sitä voida käyttää suurten entalpian muutosten kanssa. Tavallisimmin Laval-turbiinia käytetään koneiden, kuten pumppujen, voimanlähteenä tai suurempien turbiinien esijaksona.

Koska paine ei ideaalitapauksessa muutu juoksupyörässä, on Laval-turbiinille $\Delta h_s'' = 0$. (Wikstén 1995.)

Tällöin saadaan yksinkertaistettua yhtälöä (15) muotoon

$$w_2 = \sqrt{\eta''} w_1, \text{ missä} \quad (25)$$

η'' = juoksupyörän siivistön hyötysuhde.



Kuva 12 Laval-turbiinin nopeuskolmiot (Wikstén 1995, muokattu)

Kuvasta 12 nähdään, että

$$w_1 = \frac{w_{1u}}{\cos \beta_1} = \frac{c_{1u} - u}{\cos \beta_1}. \quad (26)$$

Koska $c_{2u} = u - w_2 \cos \beta_2$, on teho kehällä kaavojen (6) ja (25) mukaan

$$P_u = \dot{m} u (c_{1u} - u + \sqrt{\eta''} w_1 \cos \beta_2) = \dot{m} u (c_{1u} - u) \left(1 + \sqrt{\eta''} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right). \quad (27)$$

Ja kehävoima on vastaavasti

$$F_u = \frac{P_u}{u} = \dot{m} (c_{1u} - u) \left(1 + \sqrt{\eta''} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right), \text{ missä} \quad (28)$$

\dot{m} = massavirta, kg/s.

Juoksupyörän hyötysuhteella tarkoitetaan P_u ja P_s osamäärää, jossa P_s koostuu isentrooppisesta muunnoksesta suuttimessa ja juoksupyörän jälkeinen nopeus $c_{2s} = 0$. Tällaisessa tilanteessa juoksupyörän teho on teoreettisesti suurin mahdollinen.

Tehotase juoksupyörälle ja suuttimille on

$$\frac{P_s}{\dot{m}} = h_0 - h_{2s} + \frac{1}{2} c_0^2 = \Delta h'_s + \Delta h''_s + \frac{1}{2} c_0^2, \text{ missä} \quad (29)$$

$\Delta h'_s$ = isentrooppinen entalpian muutos suuttimessa, kJ/kg,

$\Delta h''_s$ = isentrooppinen entalpian muutos juoksupyörässä, kJ/kg.

Juoksupyörän hyötysuhde η_u on

$$\eta_u = \frac{u(c_{1u} - u)}{\Delta h'_s + \Delta h''_s + \frac{1}{2} c_0^2} \left(1 + \sqrt{\eta''} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right). \quad (30)$$

Yhdistämällä yhtälöt (18) ja (20) saadaan

$$\Delta h'_s + \frac{1}{2} c_0^2 = \frac{1}{2} c_{1s}^2 = \frac{1}{2\eta'} c_1^2. \quad (31)$$

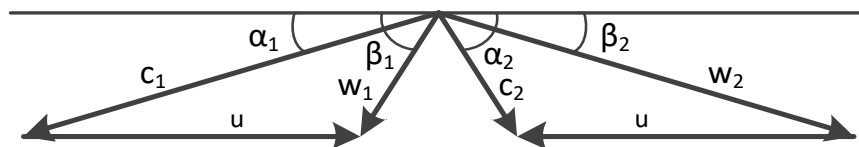
Kun oletetaan $\Delta h''_s = 0$, Laval-turbiinille pätee

$$\eta_u = \frac{2\eta'}{c_1^2} \left(1 + \sqrt{\eta''} \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \right) u(c_{1u} - u). \quad (32)$$

4.6 Reaktioturbiini

Reaktioturbiini koostuu tavallisesti monesta eri portaasta, jotka koostuvat turbiinin johtolaitteista sekä juoksupyöristä. Reaktioturbiinissa höyryn paine laskee juoksupyörän siivistöissä myös isentrooppisissa tapauksessa. Paineen laskun vuoksi höyryn suhteellinen nopeus kasvaa siivistöissä eli lähtöreunan suhteellinen nopeus on korkeampi kuin tuloreunan suhteellinen nopeus. (Wikstén 1995.)

Tästä syystä johtolaitteen ja juoksupyörän siivistöt ovat järkevä muotoilla samanlaisiksi eli johtolaitteen lähtöreunan siipikulma on symmetrisesti käännetty juoksupyörän lähtöreunan siipikulma. Vastaava symmetrinen käänös tehdään myös juoksupyörän sekä johtolaitteen tuloreunojen kanssa (Wikstén 1995).



Kuva 13 Symmetrisen reaktioturbiinin nopeuskolmiot (Wikstén 1995)

Kuvassa 13 tuloreuna on merkitty alaindeksillä 1 ja lähtöreuna alaindeksillä 2. Kuvasta nähdään symmetrian vuoksi, että $\alpha_1 = \beta_2$ sekä $\alpha_2 = \beta_1$. Nopeus johtolaitteen sekä juoksupyörän lähtöreunoilla on sama eli $w_2 = c_1$. Symmetrisyyden vuoksi myös $w_1 = c_2$.

Turbiinin reaktioasteella R tarkoitetaan

$$R = \frac{\Delta h''}{\Delta h' + \Delta h''}, \text{ missä} \quad (33)$$

$\Delta h''$ = höyryn entalpian muutos juoksupyörässä ja

$\Delta h'$ = höyryn entalpian muutos johtolaitteessa.

Symmetriasta ja häviöiden minimoimisesta johtuen johtolaitteen sekä juoksupyörän entalpian muutos on sama, jolloin reaktioturbiinin hyötysuhde on korkein, kun $R = 0,5$. (Wikstén 1995.)

Yleensä reaktioturbiinin ensimmäinen porras on Curtis-pyörä, joka toimii turbiinin säätövyöhykkeenä. Curtis-pyörän suuri entalpian muutos johtuu suuresta nopeussuhteesta c_1/u . Muut portaat ovat Parsons-portaita, jotka ovat edellä mainitun kaltaisesti keskenään samantyyppisiä reaktioturbiinin portaita. (Wikstén 1995.)

Tämä esijakso on hyötysuhteeltaan suhteellisen matala, mutta turbiinin säädön kannalta välttämätön. Yleisesti hyötysuhde vaihtelee tehosta riippuen 50-75 % välillä. Huonosta hyötysuhteesta huolimatta säätövyöhyke on kuristusventtiiliä parempi säätötapa, koska osa entalpian muutoksesta saadaan talteen paisunnan tapahtuessa siivistössä. (Röntynen 2016.)

Suuri entalpian muutos suutinryhmissä johtaa turbiinin sisällä pienempään höyryn paineeseen ja lämpötilaan verrattuna tuorehöyryyn, jolloin materiaalikustannuksissa voidaan säästää. Myös siivet voidaan tehdä pidemmiksi, jolloin häviöt pienenevät (Lajunen 1962).

Reaktioturbiinin portaan optimaalinen nopeussuhde on sama kuin yksiportaisen ja kaksinkertainen moniportaisen aktioturbiinin vastaavaan suhteeseen verrattuna. Reaktioturbiinin entalpian muutos porrasta kohden on suurempi kuin moniportaisen aktioturbiinin, koska reaktioturbiinissa entalpia vähenee vielä juoksupyörän siivistössä. (Wikstén 1995.)

4.7 Vuotohöyry

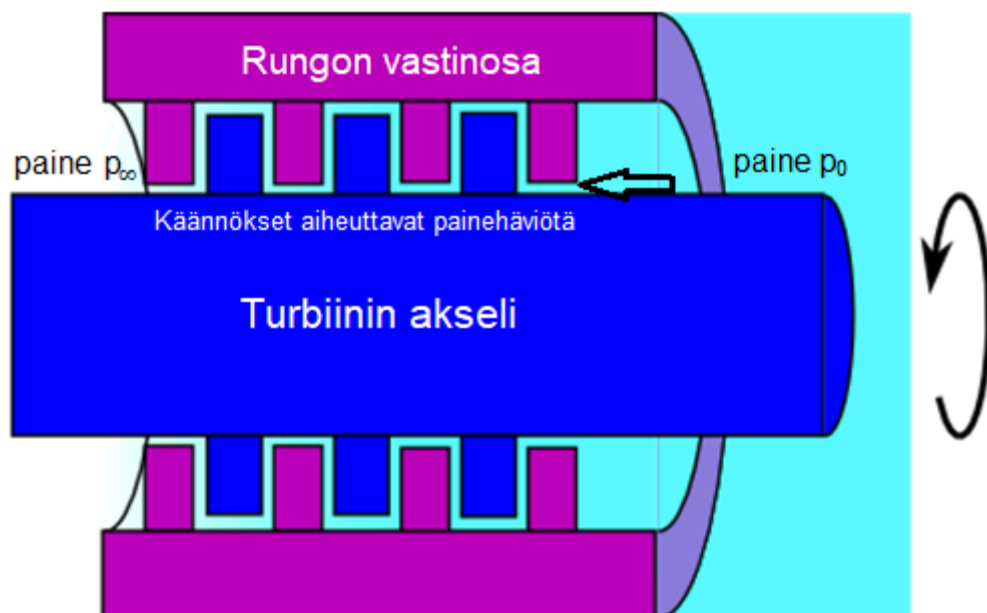
Turbiinin vuoto- eli rakohäviö tarkoittaa höyryn vuotoa turbiinin sisällä. Tällaisessa tilanteessa höyry pääsee turbiinin portaan ohi luovuttamatta energiaa akselille. Höyryturbiinin vuotohäviö kasvaa vuotoraon pinta-alan sekä höyryn tiheyden kasvaessa. Säteisvälitys on tavallisesti noin 0,1 % akselin halkaisijasta. Täten rakohäviö turbiinin korkeapaineosassa on huomattavasti suurempi kuin matalapaineosassa (Lajunen 1967).

Myös turbiinin tyyppi vaikuttaa vuotohäviön suuruuteen. Erityisesti reaktioturbiinissa on impulssiturbiinia tärkeämpää saada roottorin ja kotelon väli tiivistettyä (Littler 2013). Höyryturbiinille ominainen vuotohäviön arvo on keskimäärin 5-8 %, kun rako on 1-2 % siiven säteestä. (Lampart 2006) (Rathore 2010) (Dambach et al. 2000.)

Tiivistepesähäviö syntyy höyryn vuodosta turbiinin pesän tiivisteiden kautta ulos. Sen suuruus riippuu höyryn paineesta, tiivisteiden lukumäärästä, akselin halkaisijasta sekä tiivisteiden valinnasta ja kunnosta. Tätä vuotohöyryn määrää ei tavallisesti oteta huomioon turbiinin hyötysuhteessa, vaan höyryn määrä lisätään kokonaishöyrymäärään, joka on saatu turbiinin kokonaishyötysuhteen perusteella. (Lajunen 1967.)

Turbiinia tiivistäessä joudutaan tasapainottelemaan lisääntyvän kitkan ja tiivistyksen välillä. Lähes täydellinen tiivistys on mahdollinen, mutta tällöin kitka lisääntyy huomattavasti ja akseli voi vaurioitua. Tiivisteet estävät myös ilman tunkeutumisen ulkopuolelta matalapaineosan sisälle. (Lajunen 1967.)

Nykyisin laajalti käytetty ja tehokas tiivistemalli on labyrinttitiiviste. Sen toiminta perustuu jopa useiden kymmenien virtaussuunnan muutosten ja kapeiden välysten avulla luotuun virtausvastukseen, joka aiheuttaa virtaukselle painehäviöitä ja pienentää vuotohöyryn määrää (Lajunen 1967). Labyrinttitiivisteet voidaan valmistaa joko pehmeistä ja helposti muokattavista metalleista tai lämpöä hyvin kestävästä kovista aineista. Pehmeitä metalleja ovat esimerkiksi messinki, alumiini, pronssi, kupari ja niiden seokset (Wang et al. 2013). Kovia aineita puolestaan ovat kalliit ja kestävät erikoisteräkset, kuten kromi-molybdeeniteräs tai kokeellisemmat keraamiset piikarbidit. (Chakravarthy et al. 2015.)



Kuva 14 Labyrinttitiivisteiden toimintamekanismi (Wikimedia 2005, muokattu)

Adolf Egli (1935) tutki kattavasti sekä suoran että porrastetun labyrinttitiivisteiden toimintamekanismeja. Käytössään hänellä oli yksinomaan koetta varten rakennettu laitteisto porrastetuilla labyrinttitiivisteillä. Tutkimuksissaan hän laski höyryn teoreettisen virtauksen raosta käyttämällä Saint Venantin yhtälöä:

$$\dot{m}_{teor} = A_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \frac{p_0}{v_0}}, \text{ missä} \quad (34)$$

A_1 = tiivisteiden jälkeisen laajentuneen virtauksen ala, m^2 ,

κ = ominaislämpökapasiteettien suhde $\frac{c_p}{c_v}$, tulistetulle höyrylle 1,30, missä

c_p = ominaislämpökapasiteetti vakioaineessa, J/kgK,

c_v = ominaislämpökapasiteetti vakiotilavuudessa, J/kgK,

v_0 = höyryn ominaistilavuus, m^3/kg ,

π = tiivisteiden painesuhde $\frac{p_0}{p_\infty}$, missä

p_0 = paine ennen tiivistettä, Pa,

p_∞ = paine virtaussuunnassa tiivisteiden jälkeen, Pa.

Yhtälön (34) laskemisen helpottamiseksi otetaan käyttöön dimensioton virtausvakio α sekä tiivisteiden geometriasta riippuvan operointivakio φ :

$$\alpha = \frac{A_1}{A}, \quad (35)$$

$$\varphi = \sqrt{\left[\frac{1 - \left(\frac{p_n}{p_0} \right)^2}{N + \log\left(\frac{p_0}{p_n} \right)} \right]}, \text{ missä} \quad (36)$$

A = vuotoaukon pinta-ala, m^2 ,

p_n = paine tiivisteiden n portaan jälkeen, Pa,

p_0 = paine ennen tiivistettä, Pa,

N = tiivisteiden portaiden lukumäärä, -.

Näistä virtausvakion α :n arvo määritetään teoreettisen sekä todellisen vuotohöyryn keskinäisen suhteen $\alpha\varphi$ avulla. Keskimääräinen mittauksiin perustuva tulos virtausvakiolle oli 0,71, kun käytettiin tulistettua höyryä. (Egli 1935.)

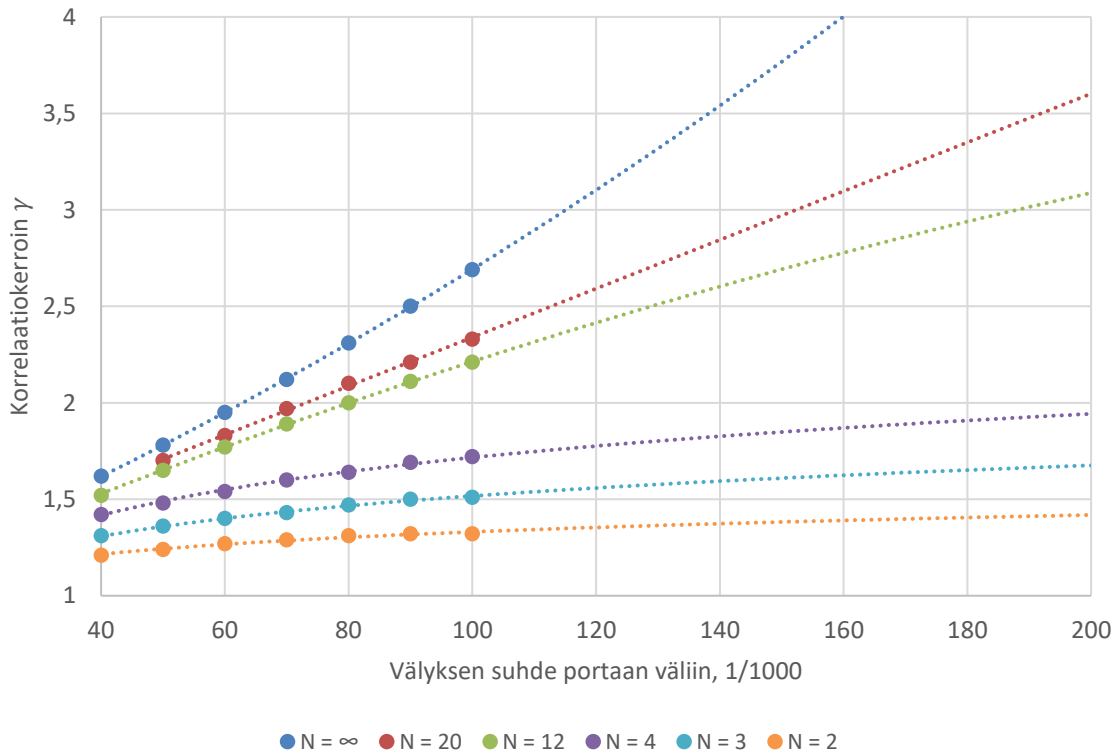
Tutkimuksissaan Egli loi myös korrelaatiokäyrän porrastetun tiivisteen virtaukselle, josta pystyi muuntamaan virtausmäärän suoran labyrinttitiivisteen tapaukselle käyttämällä yhtälölle (34) etukerrointa γ :

$$\gamma = \sqrt{\frac{N}{N'}}, \text{ missä} \quad (37)$$

N = suoran labyrinttitiivisteen portaiden lukumäärä ja

N' = ideaalisen labyrinttitiivisteen portaiden lukumäärä vastaavalle vuodolle.

Vuonna 1935 tiivisteen välyksen suhde portaan väliin oli nykypäivää pienempi, joten kuvaajaa on ekstrapoloitu välille 100-200. Höyryturbiini GBT-2401 labyrinttitiivisteen portaavälit ovat 2-4 mm, kun välykset ovat 0,4-0,6 mm, jolloin suhteeksi saadaan 110/1000-180/1000.



Kuva 15 Korrelaatiokerroin suoralle labyrinttitiivisteelle (Egli 1935, ekstrapoloitu)

Yhtälöiden (34), (35), (36) ja (37) avulla saadaan virtauksen laskemiselle lopullinen muoto

$$\dot{m}_{todellinen} = \varphi \gamma \dot{m}_{teor} = \varphi \gamma \alpha A \sqrt{\frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}. \quad (38)$$

Labyrinttitiivisteiden vuotohöyryjä voidaan mallintaa myös käyttäen isentrooppisen suutinvirtauksen kaavaa yhdistettynä dimensiottomaan virtauksen purkauskertoimeen C_D .

$$C_D = \frac{\dot{m}_{todellinen}}{\dot{m}_{teor}}, \text{ missä} \quad (39)$$

$\dot{m}_{todellinen}$ = kokeellisesti mitattu vuotohöyryn massavirta, kg/s.

Wittig et al. (1987) tutkimuksissaan määritteli teoreettisen vuotohöyryn massavirran \dot{m}_{teor} seuraavasti:

$$\dot{m}_{teor} = \frac{p_0 A}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{2\kappa}{R_s(\kappa-1)} \left[\left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}, \text{ missä} \quad (40)$$

p_0 = tiivisteiden painepuolen absoluuttinen paine, Pa,

A = tiivisteiden raon kokonaispinta-ala, m^2 ,

T_0 = tiivisteiden painepuolen lämpötila, K,

κ = ominaislämpökapasiteettien suhde $\frac{c_p}{c_v}$, tulistetulle höyrylle 1,30,

R_s = höyryn ainekohtainen kaasuvakio 461,5 J/kgK,

π = tiivisteiden portaan painesuhde $\frac{p_0}{p_\infty}$, -,

p_∞ = paine virtaussuunnassa tiivisteiden jälkeen, Pa.

Tunnetuista yhteyksistä

$$V = m v_0 \quad (41)$$

$$p V = m R_s T, \text{ missä} \quad (42)$$

V = tilavuus, m^3 ,

m = massa, kg,

v_0 = höyryn ominaistilavuus, m^3/kg ,

p = paine, Pa,

R_s = ainekohtainen kaasuvakio, höyrylle 461,5 J/kgK,

T = lämpötila, K,

huomataan, että kaavat (38) ja (40) ovat keskenään yhtenevät, kun $C_D = \alpha \varphi \gamma$.

Tiivisteen portaan painesuhteen arvo saavuttaa maksimin, kun virtauksen nopeus saavuttaa väliaineen mukaisen äänen nopeuden eli virtauksen Mach-luku on 1. Tämä arvo saavutetaan, kun kaavaan (40) dimensiottoman osuuden termi $\left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}$ on suurimmillaan. Tulistetun höyryn ominaislämpökapasiteettien suhteella $\kappa = 1,30$ suurimmaksi painesuhteeksi saadaan

$$\pi = \frac{1}{\left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = 1,8324, \text{ jolloin} \quad (43)$$

yhtälön (40) dimensioton osuus $\sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{1}{\pi}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}$ saa arvon 0,6673.

Koska massavirran on oltava sama jokaisessa portaassa, on painesuhde suurimmillaan viimeisen portaan kohdalla. Schiller (1933) tutki teoreettisen sekä mitattujen virtausarvojen eroja ja huomasi, että teräväreunaisella aukolla virtauksen maksimaalinen arvo ei noudatakaan suutinyhtälön mukaista teoreettista maksimia vaan kasvoi edelleen maksimin ohitse, kuten taulukosta 1 voidaan havaita.

Taulukko 1 Suuttimen virtauskertoimen arvoja (Schiller 1933)

1/π =p _∞ /p ₀	π =p ₀ /p _∞	Virtauskerroin, -		
		Teräväreunainen aukko	Teoreettinen virtaus	Pyöreäreunainen aukko
1,00	1,000	0,000	0,000	0,000
0,95	1,053		0,307	0,307
0,90	1,111	0,432	0,421	0,421
0,85	1,176		0,498	0,499
0,80	1,250	0,588	0,556	0,555
0,70	1,429	0,698	0,629	0,629
0,60	1,667	0,778	0,663	0,663
0,546	1,832		0,667	0,667
0,50	2,000	0,835	0,664	0,667
0,40	2,500	0,877	0,635	0,667
0,30	3,333	0,905	0,574	0,667
0,20	5,000	0,921	0,475	0,667
0,10	10,000	0,928	0,322	0,667
0,00	∞	0,929	0,000	0,667

Waschka kollegoineen tutkivat suoran labyrinttiivisteen tiiveyttä kaavan (40) mukaisesti käyttäen ilmaa. He saivat virtauksen purkauskertoimen C_D arvoksi 0,4 - 0,53 riippuen käytetystä painesuhteesta, kun laitteiston pyörimisnopeus oli 0 rpm. Painesuhteen kasvaessa C_D arvo suureni, eli mitatun ja ideaalisen massavirran arvot lähenivät toisiaan. Pyörimisnopeuden kasvu nolasta 6000 rpm asti aiheutti pienillä Reynoldsin arvoilla (Re=300-1000) laminaarisella virtauksella merkittävää C_D:n kasvua arvosta 0,26 arvoon 0,33. Turbulenttisessa virtauksessa, Reynoldsin luvun arvoilla 3000-8000, C_D arvo ei juurikaan muuttunut (Waschka et al. 1990). Vastaavanlaisen tuloksen sai myös Yamada (1962) tutkimuksissaan.

Willenborg kollegoineen tutkivat porrastetun labyrinttitiivisteiden ominaisuuksia samalla tutkimusmenetelmällä käyttäen ilmaa. Käytössään heillä oli kaksi erikokoista mallia, joista suuremmalla mallilla oli labyrinttitiivisteissä terävämpi reunan geometria eli suhteellinen kulman pyöreys oli pienempi. Vuotokokeet suoritettiin myös kahdella eri aukon suuruudella, joista paremmin myöhemmin tarkasteltavan höyryturbiinin geometriaan sopi pienempi aukko. Reynoldsin luvut sijoittautuivat selvästi korkeammalle välille, 12000-77000, kuin Wittigin tutkimuksessa. Virtauksen purkauskertoimiksi Willenborg kollegoineen saivat arvoja väliltä 0,44-0,52 riippuen käytetystä painesuhteesta. (Willenborg et al. 2001.)

Vuotohöyryä voidaan minimoida myös tiivistehöyryn avulla. Tässä tilanteessa labyrinttitiivisteiden ulommilla puolella on vastapaineen aiheuttava höyrynsyöttö, jonka johdosta tiivisteiden päätyjen välillä vallitsee pienempi paine-ero. Tämä höyrynsyöttö voidaan ottaa esimerkiksi turbiinin korkeapaine- ja matalapainepuolen välisestä höyryn välipoistolinjasta.



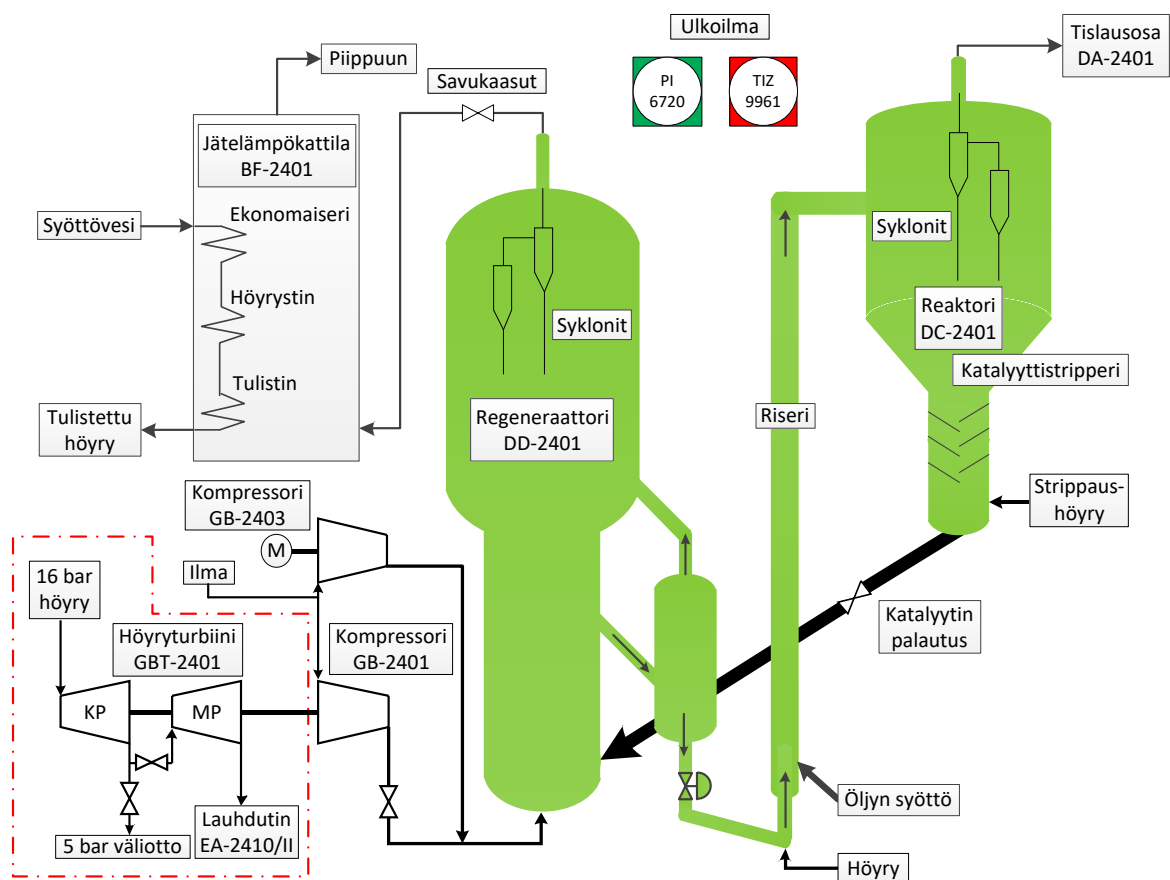
Kuva 16 Labyrinttitiivisteiden vastinosa höyryturbiinin matalapainepuolen takapoksissa (Neste 2015)

5 Tehdyt tutkimukset

5.1 Leijukatalyyttinen krakkausreaktoriyksikkö

Porvoon jalostamon FCC-yksikkö käyttää öljy-yhtiö Texacon lisensoimaa tekniikkaa, jonka ABB Lummus Global osti vuonna 1996. (Neste 2016) (Sadeghbeigi 1995.)

Porvoon öljynjalostamolla olevan leijukatalyyttisen krakkausyksikön (FCC) suunnittelukapasiteetti on 240 t/h raskasta kaasuöljyä. Kaasuöljysyöttö koostuu pääosin kaasuöljyn rikinpoisto 3:ssa (KARP3) hydratusta tyhjötislatusta raskaasta kaasuöljystä (KART), joka saadaan kaasuöljyn jakotislausyksikön (KTY) tislauskolonnin DA-511 pohjalta. (Neste 2016.)



Kuva 17 Porvoon jalostamon FCC-yksikön reaktoriosan periaatekaavio

Regeneraattorin leijupedin leijuttamiseen käytettävä ilma tuotetaan kahdella kompressorilla. Turbokompressorin GB-2401 voimanlähteenä toimii höyryturbiini GBT-2401. Kompressorin GB-2401 voimanlähteenä toimii sähkömoottori. Näistä selkeästi suuremman ilmavirran tuottaa GB-2401. (Neste 2016.)

Krakkausprosessiin joudutaan lisäämään säännöllisin väliajoin tuoretta katalyyttia. Lisääminen tapahtuu panossyöttöisestä 16 kg erissä useasti päivässä. Kokonaisuudessaan katalyyttia lisätään noin 3000 kg vuorokauden aikana. Jotta katalyytin määrä ei lisäänny prosessissa, on

vastaava määrä kulunutta katalyyttiä poistettava kierrosta. Poistettu katalyytti puhalletaan käytetyn katalyytin varastosäiliöön ja palautetaan valmistajalle käsiteltäväksi 25 tonnin erissä. Katalyytin uusiminen on tärkeä osa jatkuvan krakkausprosessin höytysuhteen ylläpitämisessä. (Neste 2017.)

Jätelämpökattila BF-2401 on yksinkertainen lämmön talteenottokattila, eikä joissain FCC-prosesseissa käytettävä CO-kattila, jossa lämmön talteenoton lisäksi poltettaisiin hiilimonoksidia päästöjen minimoimiseksi. Jätelämpökattilan tehtävänä on ottaa talteen regeneraattorilta poistuvan kuumen savukaasun lämpö. Tätä talteen otettua lämpöä käytetään prosessissa vaadittavan höyryn kehittämiseen. (Neste 2016.)

5.2 Höryturbiini GBT-2401

Mahdollisimman tarkan prosessitiedon saamiseksi höyryturbiinin malli rakennetaan käyttäen höyryturbiinin sisään- ja ulosmenon lähimpiä antureita. Koska kaikki anturit eivät ole höyryturbiinin lähellä, on arvoja korjattava korrelaatioiden kautta ottaen huomioon häviöt anturin ja turbiinin välisellä matkalla. Ennen turbiinia olevien anturien korrelaatiot saatiin aiemmin Nesteelle tehdystä projektista. (Tamminen 2017.)

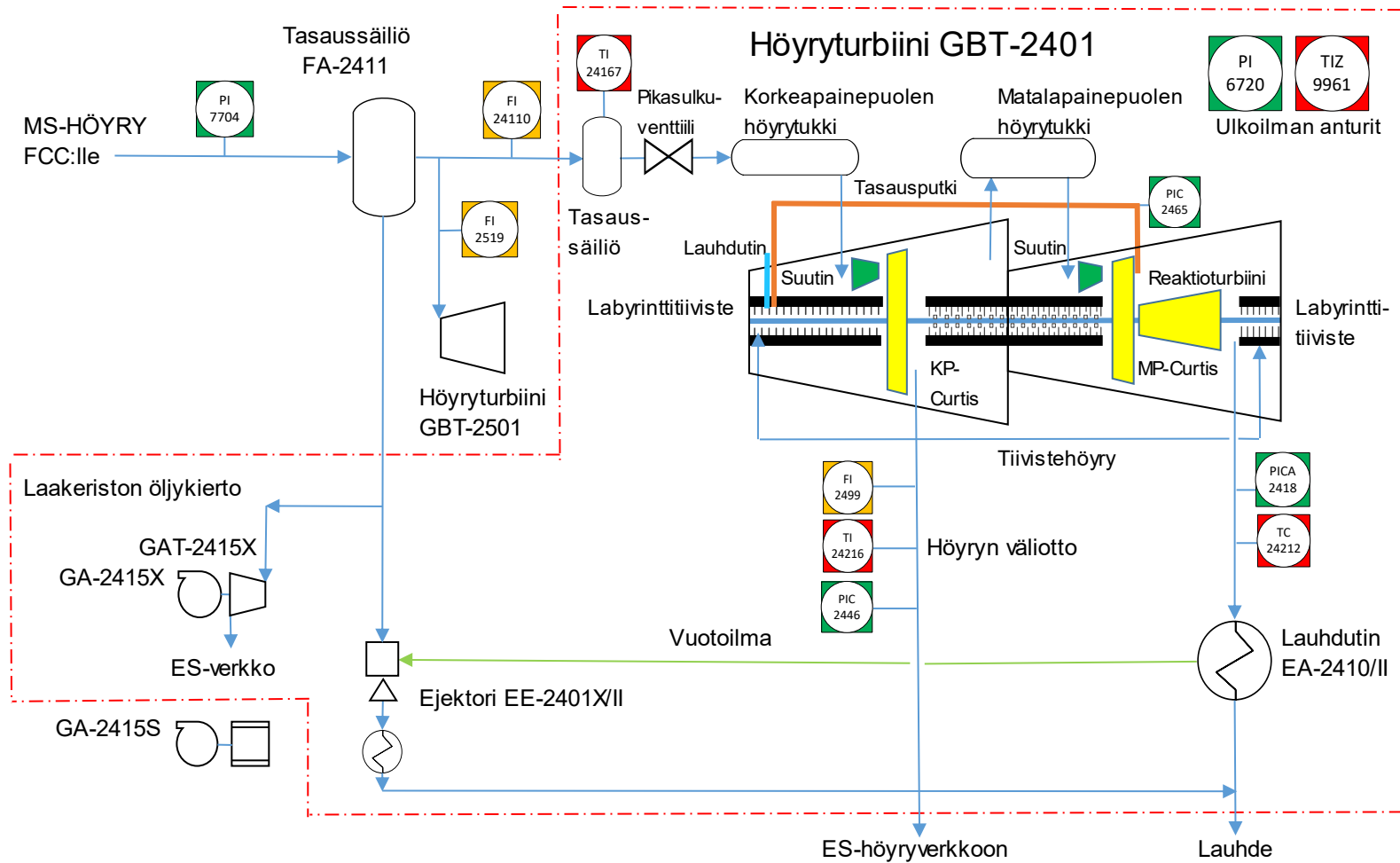
Taulukko 2 Mallissa käytettävät anturit

Anturi	Tyyppi	Mittaustapa	Kuvaus	Yksikkö
FI24110	Massavirta	Laippamittaus	GBT-2401 sisään	t/h
FI2499	Massavirta	Laippamittaus	Höyryn välipoisto	t/h
FI2519	Massavirta	Laippamittaus	GBT-2501 sisään	t/h
PI7704	Paine		GBT-2401 sisään	kPa (gauge)
PIC2446	Paine		Höyryn välipoisto	kPa (gauge)
PIC2465	Paine		MP reaktioturbiini sisään	kPa (gauge)
PICA2418	Paine		Lauhdutin EA-2410	kPa abs
PI6720	Paine		Ulkoilma (KTVL2)	mbar
TC24212	Lämpötila		Lauhdutin EA-2410	°C
TI24167	Lämpötila		GBT-2401 sisään	°C
TI24216	Lämpötila		Höyryn välipoisto	°C
TISA6703	Lämpötila		Ulkoilma (KTVL2)	°C

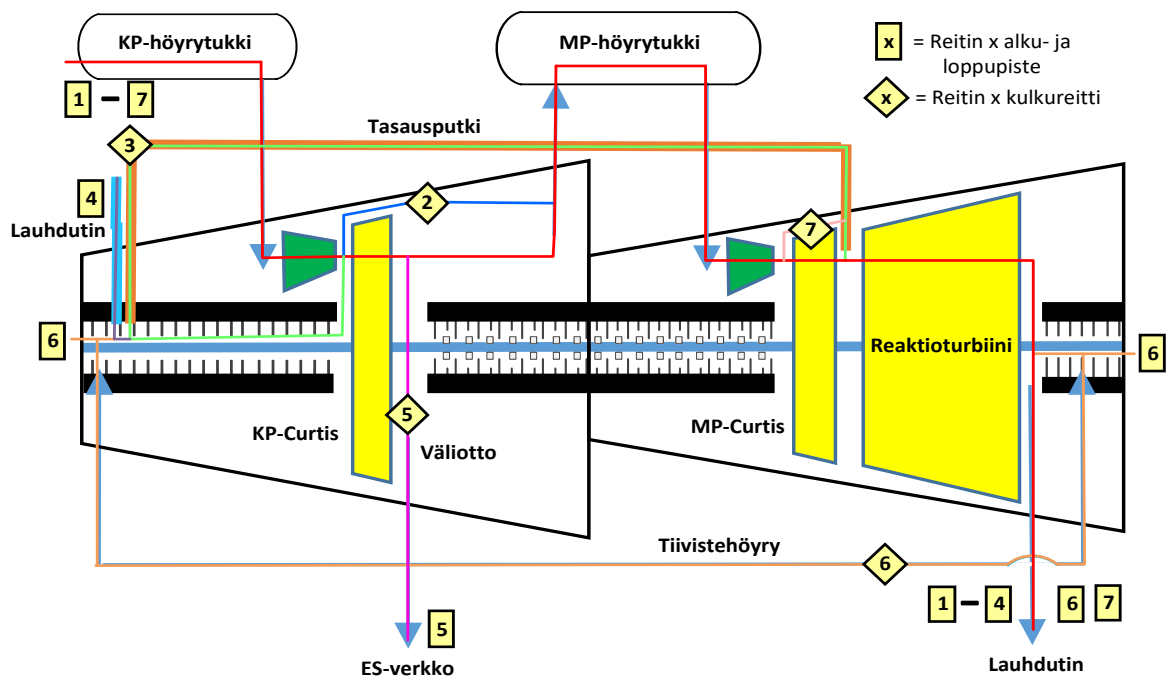
Kaikki anturit ilmaisevat höyryn tilaa, paitsi kaasuturbiinilaitos KTVL2:n ulkoilman paineanturi PI6720 sekä KTVL2:n ulkoilman lämpötila-anturi TISA6703. Ulkoilman ilmanpaine saadaan muuntamalla anturin PI6720 arvo millibareista kilo-Pascalleiksi ja lisäämällä arvoon normaali ilmanpaine 101,325 kPa. Prosessin todelliset painearvot saadaan lisäämällä mitattuihin arvoihin ulkoilman absoluuttinen ilmanpaine.

Mallissa ei ole otettu huomioon putkistovirtauksen eikä höyryturbiinin kuoren lämpöhäviöitä johtuen putkien eristyksistä sekä höyryturbiinin lämpökilvestä. Myös suuret virtausnopeudet, lyhyet viipymäajat sekä lyhyet etäisyydet erityisesti turbiinin sisällä vähentävät todellisia lämpöhäviöitä entisestään.

Korkeapainepuolen Laval-turbiinin sekä matalapainepuolen reaktioturbiinin viimeisimpien siipien halkaisijat ovat 730 mm. Kun turbiinin kierrosnopeus on 7000 rpm, on lavan kärjen kehänopeus kaavan (3) mukaisesti 268 m/s. Suuren kehänopeuden vuoksi on tärkeää, ettei höyry pääse suurissa määrin lauhtumaan vedeksi. Todennäköisesti lauhtuminen tapahtuisi matalapainepuolen reaktioturbiinin viimeisimpien portaiden kohdalla.



Kuva 18 Höyrynkäytön malli, prosessin osat ja tasealue

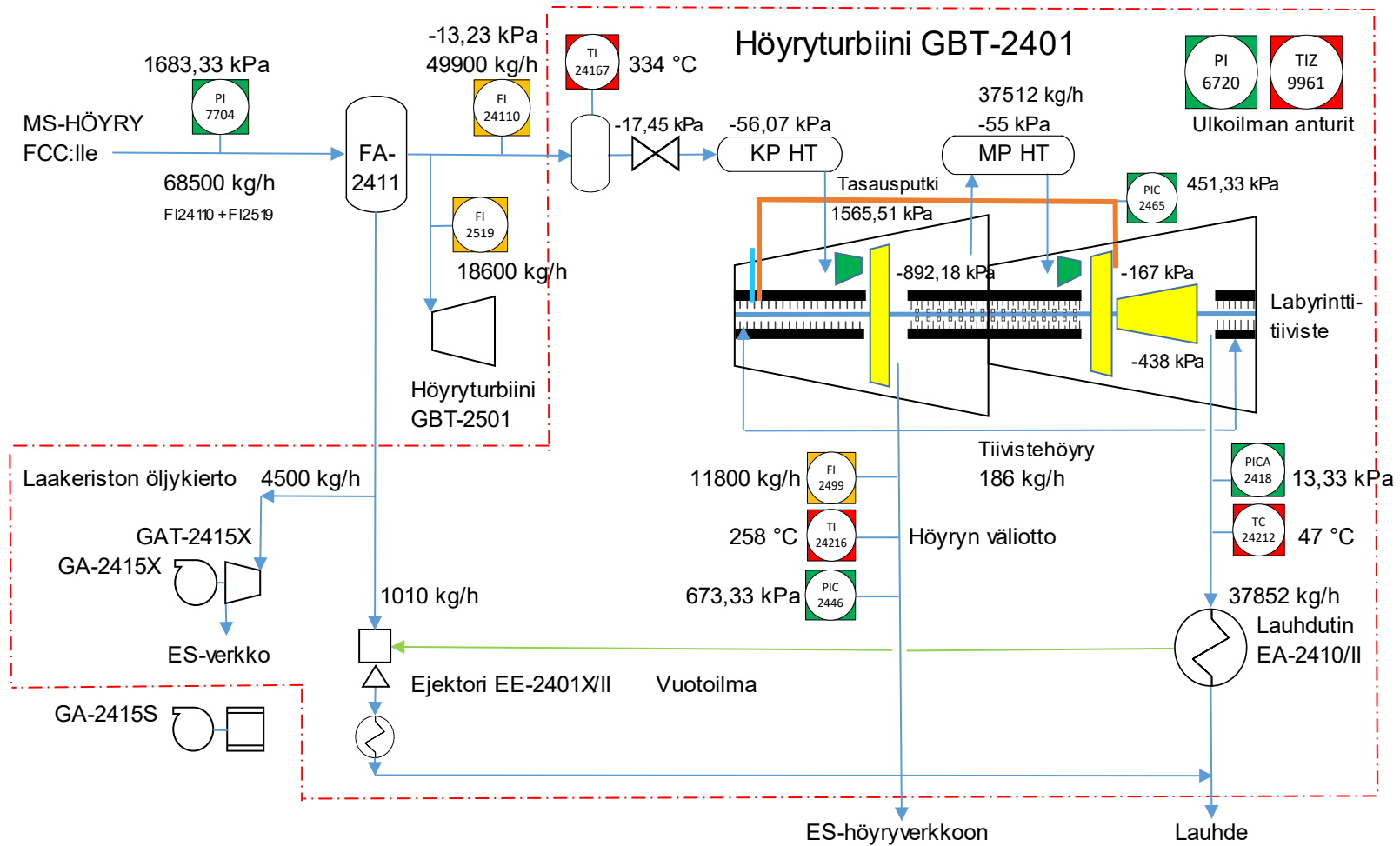


Kuva 19 Höyrynkäytön mallin höyryn eri virtausreitit

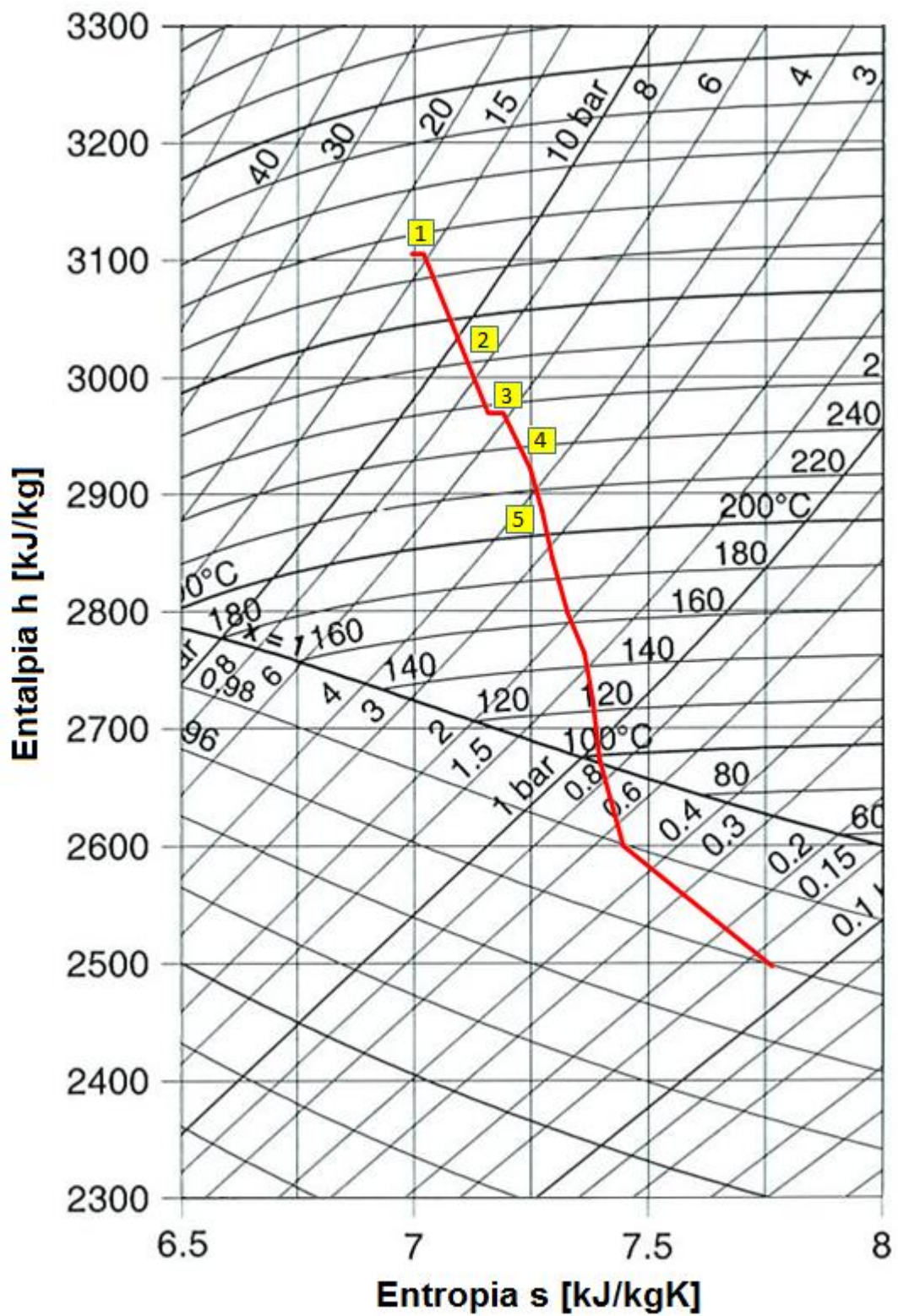
Kuvassa 19 on havainnollistettu höyryn eri virtausreitit. Reitti 1 on prosessin hyötysuhteelle kannattavin reitti, koska siitä saadaan suurin osa entalpiasta talteen. Reitit ovat:

- 1** KP-höyrytukkan, KP-suutin, KP-Curtis, MP-höyrytukkan, MP-suutin, MP-Curtis, reaktioturbiini, lauhdutin
- 2** KP-höyrytukkan, KP-suutin, KP-Curtiksen ohi, MP-höyrytukkan, MP-suutin, MP-Curtis, reaktioturbiini, lauhdutin
- 3** KP-höyrytukkan, KP-suutin, etupään labyrinttitiivisteet, tasausputki, reaktioturbiini, lauhdutin
- 4** KP-höyrytukkan, KP-suutin, etupään labyrinttitiivisteet, lauhdutin
- 5** KP-höyrytukkan, KP-suutin, KP-Curtis, höyryn välipoisto, ES-höyryverkko
- 6** KP-höyrytukkan, KP-suutin, KP-Curtis, höyryn välipoisto, tiivistehöyry, tiivisteet, ulos
- 7** KP-höyrytukkan, KP-suutin, KP-Curtis, MP-höyrytukkan, MP-suutin, MP-Curtiksen ohi, reaktioturbiini, lauhdutin

Reaktioturbiinissa ei ole otettu huomioon siipien ohi kulkevaa höyrymäärää, koska portaan ohi kulkeutuva höyryvirta luovuttaa energiaa seuraavalla tasolla. Tämä on sisällytetty reaktioturbiinin portaan hyötysuhteeseen taulukossa 3.



Kuva 20 Höyrynkäytön malli, painehäviöt, massavirrat ja lämpötilat



Kuva 21 Höyrynkäytön mallin häviöt ja entalpiain muutokset h,s -piirroksessa (IAPWS-IF97)

Mallissa on yhteensä viisi eri pääkokonaisuutta, joita on selostettu tarkemmin työn alakapaleissa 6.2.1 – 6.2.7.

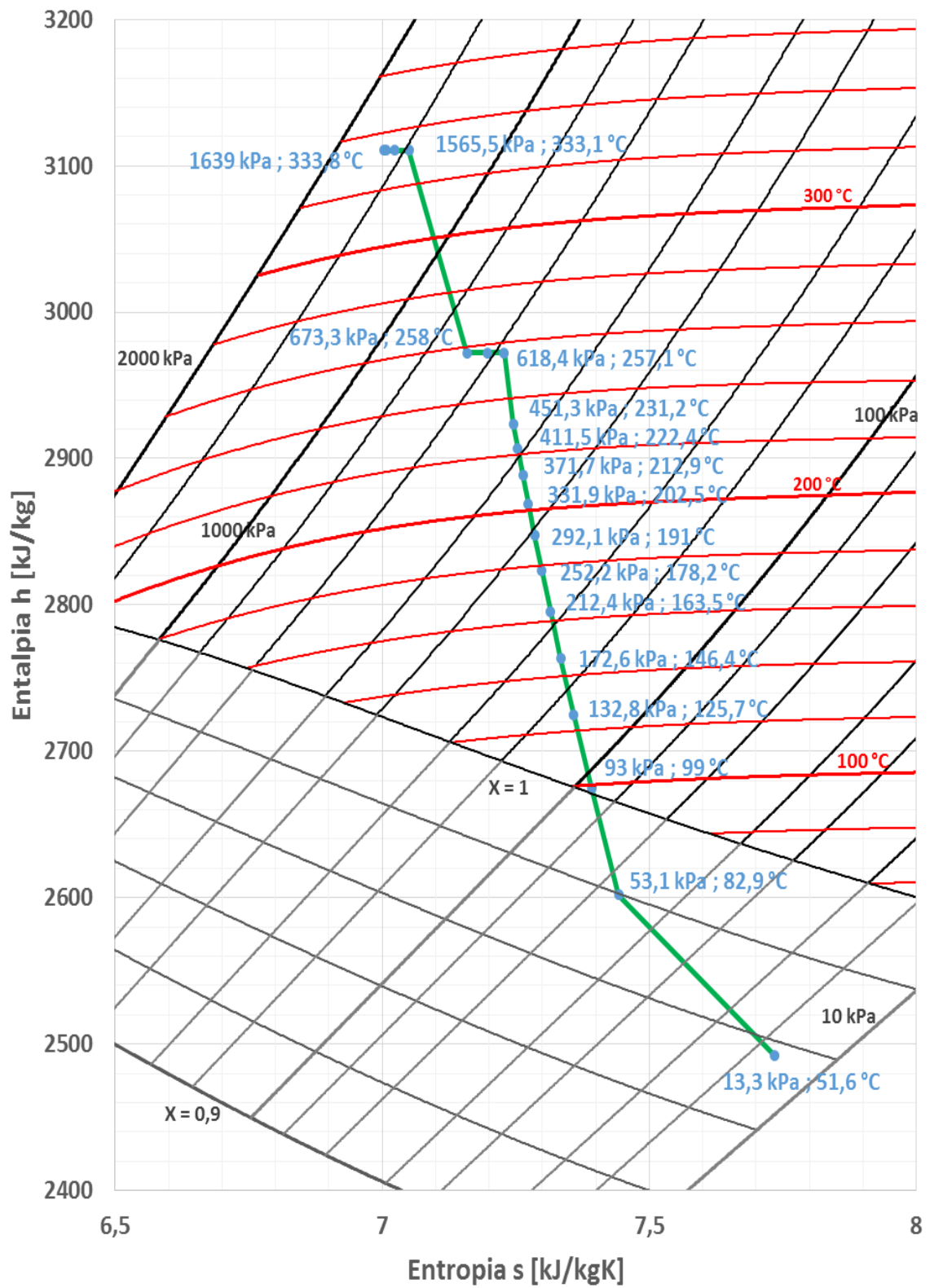
Ensimmäinen osuus on häviö ennen korkeapainepuolen Curtis-pyörää. Häviöt koostuvat putkihäviöstä, pikasulkuventtiilin virtausvastuksesta, korkeapainepuolen höyrytukista sekä suutinhäviöstä. Isentalpisessa prosessissa painehäviö muuttuu lämmöksi, jolloin entalpia ei muutu, mutta höyryn entropia kasvaa termodynamiikan toisen pääsäännön mukaisesti.

Toinen osuus on korkeapainepuolen Curtis-pyörän juoksusiipi. Tässä osuudessa entalpia alenee huomattavasti ja se saadaan talteen. Koska prosessin isentrooppinen hyötysuhde on alle 1, on suora viistossa eikä pystyssä ja entropia kasvaa edelleen.

Kolmannessa osuudessa on matalapainepuolen häviöt ennen Curtis-pyörää. Näihin häviöihin lukeutuvat korkeapainepuolen höyrytukin painehäviö sekä korkeapainepuolen suuttimien suutinhäviö.

Neljäs osuus on matalapainepuolen Curtis-pyörä, joka toimii reaktioturbiinin säätövyöhykkeenä. Entalpia alenee toista vaihetta vähemmän, mutta muuten entalpian muutos on hyvin samankaltainen. Myös paine vähenee huomattavasti vähemmän, koska säätöjakson ideana ei ole muuttaa höyryn entalpiaa, vaan tasata höyrynsyöttö reaktioturbiinia varten.

Viides osuus on reaktioturbiini, jossa on 11 porrasta yhteensä. Jokainen porras vähentää höyryn entalpiaa, joka saadaan talteen hyvällä hyötysuhteella. Viidennen osuuden jälkeen höyry päättyy lauhduttimeen.



Kuva 22 Höyrynkäytön mallin höyryn tilapisteet

5.2.1 Pikasulkuventtiili

Höyryturbiinin sisäänmenon yhteydessä on höyryn pikasulkuventtiili. Geometrian puolesta venttiilin vastusarvo K_1 on:

$$K_1 = 150 f_T = 150 \cdot 0,013 = 1,95, \text{ missä} \quad (44)$$

f_T = kitkakerroin puhtaassa Schedule 40 -tyypin teräsputkessa kokonaan turbulenttiselle virtaukselle.

Putken sisähalkaisijalle välillä 250-350 mm f_T arvo on 0,013. (Crane 2009.)

Crane (2009) esittää, että kun sisään- ja ulosmenon halkaisijoiden suhde ei ole yksi, on käytettävä erilaisten halkaisijoiden korjausta:

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0,5(1-\beta^2) + (1-\beta^2)^2]}{\beta^4}, \quad (45)$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}, \text{ missä} \quad (46)$$

d_1 = venttiilin putkien halkaisijoista pienempi, mm,

d_2 = venttiilin putkien halkaisijoista suurempi, mm.

Venttiilistä ei ole olemassa täysin tarkkaa piirrosta eikä mittoja kuin valmistajalla, mutta A1 skaalatussa elektronisesta leikkauspiirroksesta arvioiden halkaisijat ovat $d_1 = 268,6$ mm ja $d_2 = 308$ mm, jolloin $\beta = 0,875$. Kun $K_1 = 1,95$, K_2 saa arvon 3,58.

Tällöin painehäviö voidaan laskea kaavalla

$$\Delta p = \frac{K_2 \rho v^2}{2}, \quad (47)$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{\dot{m}}{\rho A} = \frac{4 \dot{m}}{\rho \pi d^2}, \text{ missä} \quad (48)$$

ρ = höyryn tiheys, kg/m³,

v = höyryn nopeus putkessa, m/s,

Q = höyryn tilavuusvirta, m³/s,

\dot{m} = höyryn massavirta, kg/s.

Massavirralla 49,9 t/h = 13,86 kg/s saadaan pikasulkuventtiilin painehäviöksi 17,45 kPa.

5.2.2 Korkeapainepuolen höyrytukki

Korkeapainepuolen höyrytukki sisältää viisi suutinventtiiliä ja niitä ohjaavan Servo-moottorin. Viides venttiili, joka lisättiin vuoden 2005 revisiossa vaihtamalla vanha höyrytukki kokonaan uuteen, kytkettiin entiseen turbiinin lisähöyrylinjaan. Samassa revisiossa suutinventtiilit vaihdettiin vahvemmiksi sekä pikasulkuventtiili vaihdettiin suuremmaksi lisääntyneen höyrymäärän vuoksi, ja pikasulun operointi muuttui manuaalisesta hydrauliseksi. (Nieminen 2005.)

Crane (2009) esittää myös, että korkeapainetukin virtauksen jakautumisesta johtuvan K-arvon, ja sitä kautta painehäviön, saa laskettua kaavoilla

$$K_{\text{branch}} = G \left[1 + H \left(\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} \frac{1}{\beta_{\text{branch}}^2} \right)^2 - J \left(\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} \frac{1}{\beta_{\text{branch}}^2} \right) \cos \alpha \right], \quad (49)$$

$$\beta_{\text{branch}}^2 = \frac{A_{\text{branch}}}{A_{\text{comb}}}, \text{ missä} \quad (50)$$

A_{branch} = sivuhaaran putken poikkipinta-ala, m^2 ,

A_{comb} = ennen haaraa olevan putken poikkipinta-ala, m^2 ,

$G, H, J = \beta_{\text{branch}}$:n arvosta riippuvia vakioita, -,

α = T-haaran sivuhaaran ja pääputken välinen kulma.

Koska kulma on höyrytukissa 90° , sievenee yhtälö (49) muotoon

$$K_{\text{branch}} = G \left[1 + H \left(\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} \frac{1}{\beta_{\text{branch}}^2} \right)^2 \right]. \quad (51)$$

Suoraan jatkava virtaus seuraavalle suutinsarjalle saa K-arvoksi

$$K_{\text{run}} = M \left(\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} \right)^2, \text{ missä} \quad (52)$$

$M = \beta_{\text{branch}}$:n arvosta riippuva vakio, -.

Suutinventtiilien asennosta riippuen $0,18 < \beta_{\text{branch}}^2 < 0,21$. Tavallisilla FCC:n höyryturbiinin operointiarvoilla on suhde $\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} < \frac{2}{3}$, koska suutinventtiileitä on auki enemmän kuin kaksi viidestä. Näillä ehdoilla yhtälöiden vakiot saavat arvot $G = 1$, $H = 1$ ja $J = 2$. Voidaan myös olettaa, että $\frac{Q_{\text{branch}}}{Q_{\text{comb}}} < 0,4$ samoin perusteluin, jolloin $M = 0,4$.



Kuva 23 Korkeapainepuolen höyrytukki ja Servo-moottorit ennen asennusta (Neste 2015)

Poikkileikkauspiirustusten perusteella höyrytukilta lähtevän höyryputken suuaukko on hie-
man itse putkea leveämpi, mutta käytetään tästä huolimatta A_{branch} arvona lähtöputken poik-
kipinta-alaa, joka on $0,0123 \text{ m}^2$. Höyrytukin putkien suuaukkojen kohdalla geometriasta joh-
tuen K_{ulos} on $0,78$, joka lisätään K_{branch} -arvoon. Poikkipinta-ala A_{comb} on $0,059\text{--}0,068 \text{ m}^2$
riippuen venttiilin asennosta. Höyrytukin järjestyksessä viimeisen venttiilin, valve 3:n, koh-
dalla käytetään K_{branch} arvona vain $0,78$, sekä K_{run} on nolla. (Crane 2009.)

Painehäviötä aiheuttaa myös itse suutinventtiilien geometrinen muoto putkessa. Hyvänä ar-
viona voidaan käyttää pinta-alaltaan samassa suhteessa virtauksen estävän luistiventtiilin
vastusarvoa. Venttiilin asennosta riippuen peittämätön ala on $41\text{--}47 \%$ putken halkaisijan
perusteella lasketusta pinta-alasta. Käytetään puoliksi kiinni olevan luistiventtiilin vastusar-
vona arvoa 4. (Lansford 1943.)

Suutinventtiilien vastus lisätään suoraan K_{run} arvoon, jolloin tiedossa on höyrytukin vastus
sekä mutkan vastus. Oletetaan, että höyrytukin höyryn kokonaismassavirta on lineaarisesti
suoraan verrannollinen suutinventtiilien aukeamiskorkeuteen. Tämän oletuksen kautta pai-
nehäviö voidaan laskea höyryvirralle kaavan (47) avulla.

Oletetaan myös, että höyryvirta on kokoonpuristumatonta. Paine höyrytukin jälkeen voidaan
laskea laajennetun Bernoullin yhtälön avulla.

$$\left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz\right)_{\text{ulos}} = \left(\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2} + gz\right)_{\text{sisään}} - gh_{\text{häviö}} + gh_p, \text{ missä} \quad (53)$$

p = paine, Pa,

ρ = höyryn tiheys, kg/m³,

v = höyryn nopeus, m/s,

g = yleinen gravitaatiovakio, 9,807 m/s²,

z = putken korkeus, m,

$h_{\text{häviö}}$ = putken virtaushäviö, m,

h_p = tehty mekaaninen työ, m.

Yksinkertaistetaan kaavaa seuraavin oletuksin: $h_p = 0$, $z_{\text{sisään}} = z_{\text{ulos}}$ sekä $h_{\text{häviö}}$ ei sisällä lämpöhäviöitä. Yhtälössä termi v_{ulos}^2 muodostetaan laskemalla yhteen viiden höyryputken poistuvien osavirtojen energiat. Painehäviölle voidaan arvioida kokonaisarvo vastaavasti höyryputkien osapainehäviöiden summana. Saadaan

$$p_{\text{ulos}} = p_{\text{sisään}} + \frac{1}{2}\rho v_{\text{sisään}}^2 - \frac{1}{2}\rho v_{\text{ulos}}^2 - p_{\text{häviöt}}, \quad (54)$$

$$v_{\text{ulos}}^2 = \sum_{i=1}^5 \left(\frac{Q_{n,\text{branch}}}{Q_{\text{kokonais}}} v_{n,\text{ulos}}^2 \right), \quad (55)$$

$$p_{\text{häviöt}} = \sum_{i=1}^5 \left(\frac{Q_{n,\text{branch}}}{Q_{\text{kokonais}}} p_{n,\text{häviöt}} \right), \text{ missä} \quad (56)$$

n = poistohöyryputken numero, -,

Q = höyryn tilavuusvirta, m³/s.

Höyryn tiheydelle saadaan hyvin tarkka arvo ASME:n 1967 vuoden höyrytaulukkojen yhtälöiden pohjalta tehdystä taulukosta (ASME 1968). Seuraava korrelaatio on luotu syöttöhöyryn arvoille 30-60 t/h käyttäen tiheyttä 5,9850 kg/m³:

$$\Delta p_{KPtukki} = -0,0031185535 \dot{m}^3 + 0,6123614941 \dot{m}^2 - 37,8590307861 \dot{m} + 807,9305343219, \text{ missä} \quad (57)$$

\dot{m} on höyryn massavirta, t/h.

Massavirralla 49,9 t/h saadaan höyrytukan painehäviöksi 56,1 kPa.

5.2.3 Korkeapainepuolen suuttimet

Höyryturbiinin korkeapainepuolella on suuttimia viidessä eri sektorissa. Rakenteeltaan suuttimet ovat suuaukoista pyöristettyjä sekä halkaisijaltaan 22 mm suppenevia suuttimia, jotka antavat höyrylle vauhdin turbiinin juoksupyörää varten. Kyseinen turbiini on yksipyöräinen impulssiturbiini, kun tavallisemmin Curtis-turbiinissa on kaksi tai kolme juoksupyörää.

Tulistetussa höyryssä äänennopeus riippuu sekä paineesta että lämpötilasta. Äänennopeus saavutetaan nopeudella $v_{M=1} = 591,98 \text{ m/s}$, kun paine ja lämpötila ovat $p_0 = 1565,51 \text{ kPa}$ ja $T_0 = 333,09 \text{ °C}$ (Lemmon et al. 2017). Tämä suurin mahdollinen virtausnopeus suuttimelle ja sen ylittyessä suutin rupeaa rajoittamaan virtausta.

Oletetaan, että korkeapainepuolen Curtis-pyörässä paine pysyy vakiona. Turbiinin pyörän jälkeinen paine tiedetään, joten suuttimessa tapahtuva paineen muunnos virtausnopeudeksi on laskettavissa. Myös suuttimelle tuleva virtausnopeus pystytään laskemaan, kun suuttimille tuleva tilavuusvirta sekä suuttimien yhteispinta-ala on tiedossa. Entalpian muutos pisteeseen ($p_2 = 673,33 \text{ kPa}$, $T_2 = 258 \text{ °C}$) on $\Delta h' = 138,50 \text{ kJ/kg}$, jonka avulla saadaan todellisen purkausnopeuden $v_1 = 536,4 \text{ m/s}$ kaavan (21) ja tulonopeuden $v_0 = 103,47 \text{ m/s}$ avulla.

Jos arvioidaan suuttimen nopeuskertoimen olevan yleisesti käytetty keskiarvo $\gamma = 0,95$, on isentrooppisen tapauksen $v_{1,is} = v_1/\gamma = 564,6 \text{ m/s}$. Tästä saadaan isentrooppisen tapauksen entalpian muutokseksi kaavan (16) mukaisesti $\Delta h'_s = 154,04 \text{ kJ/kg}$. Näiden kahden luvun erotus on suutinhäviö $h_d = 15,54 \text{ kJ/kg}$. Suuttimen hyötysuhteeksi saadaan kaavan (17) mukaisesti $\eta' = 0,903$.

Suuttimen teoreettinen suurin massavirta voidaan laskea käyttämällä kaavaa (40) sekä taulukon 1 mukaista pyöreäreunaisen aukon virtauskerrointa 0,667. Yhden suuttimen aukon ala on $A_d = \pi (0,022/2)^2 = 0,000380 \text{ m}^2$, $p_0 = 1565,51 \text{ kPa}$, $p_\infty = p_1 = p_2 = 673,33 \text{ kPa}$. Tulistettulle höyrylle $K = 1,3$ ja $T_0 = 606,24 \text{ K}$. Näillä arvoilla saadaan $\dot{m}_{ideal} = 0,751 \text{ kg/s} = 2,702 \text{ t/h}$. Oletetaan, että massavirralla 49,9 t/h ensimmäiset neljä suutinventtiiliä ovat täysin auki, jolloin suuttimia on käytössä yhteensä $18+18+13+12=61$ kpl. Tällöin yhdelle suuttimelle tulee höyryä 0,818 t/h eli 0,227 kg/s, joka on 30,3 % teoreettisesta maksimiarvosta.

5.2.4 Korkeapainepuolen juoksupyörä

Juoksupyörän hyötysuhde saadaan laskettua koko jakson isentrooppisen hyötysuhteen sekä suutinhyötysuhteen avulla. Koska tiedossa on höyryn tila ennen ja jälkeen suuttimen ja juoksupyörä, saadaan isentrooppisen tapauksen loppuentalpia laskettua tilanmuutoksen avulla, jossa entropia pysyy samana. Pisteestä (p_0 , T_0) piirrettäessä suora viiva alas Mollierin vesi-höyry-diagrammissa suoralle $p_2 = 673,33 \text{ kPa}$ päästään entalpian arvoon $h_{2,is} = 2902,5 \text{ kJ/kg}$.

Isentrooppisen tapauksen entalpian muutos suuttimen ja juoksupyörän yli on siis $\Delta h'_s = 208,0 \text{ kJ/kg}$. Kokonaishyötysuhde η eli $\Delta h'$ ja $\Delta h'_s$ suhde on 66,57 %. Tästä voidaan laskea juoksupyörän hyötysuhde η'' eli η ja η' suhde, joka on 73,76 %. Juoksusiiven rako kuoreen on 1,37 % siiven halkaisijasta. Teorian mukaisesti oletetaan vuotohäviön siiven ohi olevan 8 %, jolloin tuotettu akseliteho on 1751,9 kW.

Optimaalinen hyötysuhde saavutetaan Curtis-pyörälle, kun juoksupyörän kehänopeus u suhde suuttimen purkausnopeuteen v_1 on 0,5. Kierrosnopeuden 7000 rpm ja purkausnopeuden $v_1 = 536,4$ m/s suhde on 0,499. Hyötysuhde kuitenkin jää loppujen lopuksi pieneksi vain yhden juoksupyörän rakenteen vuoksi, koska kehältä poistuvan höyryn nopeus v_2 jää kokonaan hyödyntämättä. Moniportaisessa turbiinissa poistonopeus pystytään hyödyntämään seuraavassa portaassa, pois lukien viimeisessä portaassa.

5.2.5 Matalapainepuolen höyrytukki

Toisinkuin korkeapainepuolella, matalapainepuolen höyrytukista ei löytynyt omaa poikkileikkauskuvaa mittojen kanssa. Paras käytössä oleva arvio höyrytukin sisähalkaisijasta saadaan viivoittimella mittaamalla koko höyryturbiinin poikkileikkauskuvasta, johon ei ole merkitty lainkaan mittoja. Korkeapainepuolen höyrytukin halkaisija on kuvassa 12,6 cm ja suuttimien 3,8 cm, kun taas matalapainepuolen vastaavat mitat ovat 8,3 cm ja 3,2 cm. Näiden mittausten nojalla matalapainepuolen A_{comb} saa arvoja välillä 0,019-0,024 m². Vastaava väli korkeapainetukilla oli 0,059-0,068 m². Oletetaan muuten rakenteen olevan samankaltainen korkeapainepuolen höyrytukin kanssa, paitsi viiden suutinventtiilin sijasta suutinventtiileitä on vain kolme kappaletta.

Myös operointimalli eroaa hieman korkeapainepuolesta. Yleensä osa höyrystä otetaan pois höyryn välipoistosta, joten höyryn massavirta matalapainepuolelle on korkeapainepuolta pienempi. Höyryn välipoiston määrä määräytyy myös sen mukaan, että reaktioturbiinille syötetään haluttu höyrymäärä siten, että höyrytukin suutinventtiilit voivat olla 100 % auki suurimman osan ajasta. Venttiilien asennon matalapainepuolen höyrytukilla näkee ABB:n valmistamasta TOP-ohjausjärjestelmästä.

Seuraava korrelaatio on luotu korkeapainepuolen höyrytukin mukaisesti täysin samoilla kaavoilla syöttöhöyryn arvoille 29-41 t/h käyttäen tiheyttä 2,8095 kg/m³ (ASME 1968):

$$\Delta p_{MPTukki} = 0,0103247611 \dot{m}^3 - 0,8937785719 \dot{m}^2 + 25,4157726080 \dot{m} - 185,7129118765, \text{ missä} \quad (58)$$

missä \dot{m} on höyryn massavirta, t/h.

Massavirralla 37,51 t/h saadaan höyrytukin painehäviöksi 55,00 kPa.

5.2.6 Matalapainepuolen suuttimet ja säätöjakso

Höyryturbiinin matalapainepuolella on suuttimia kolmessa eri sektorissa. Suuttimet ovat korkeapainepuolen kaltaisia, mutta halkaisijaltaan 30 mm korkeapainepuolen 22 mm sijaan. Säätöjaksen jälkeinen osa turbiinia on monijaksoinen reaktioturbiini, jossa säätöjaksena toimii korkeapainepuolen kaltainen Curtis-pyörä.



Kuva 24 Höyryturbiinin akseli ja juoksusiivet (Neste 2015)

Reaktiiturbiinin sekä säätöjakson välistä löytyy ainoastaan paineanturi PIC2465, joten lämpötila T_2 säätöjakson jälkeen on pakko arvioida. Oletetaan paremman tiedon puutteessa matalapainepuolen Curtis-pyörän isentrooppisen hyötysuhteen olevan sama kuin korkeapainepuolella eli 66,57 %, jolloin saadaan höyryn poistumislämpötilaksi $T_2 = 231,18\text{ °C}$. Juoksusiiven kärjen etäisyys kuoreen on 2,09 % siiven halkaisijasta. Oletetaan vuotohäviön noudattavan teorian arvoja ja arvioidaan siiven ohi menevän höyryn osuuden olevan 5 %. Tällöin kompressorille tuotettu akseliteho on 479,6 kW.

Matalapainepuolella suuttimien maksiminopeus eli höyryn äänennopeus saavutetaan nopeudella $v_{M=1} = 558,68\text{ m/s}$, kun paine $p_0 = 618,37\text{ kPa}$ ja lämpötila $T_0 = 257,13\text{ °C}$ (Lemmon et al. 2017). Samoin oletuksin ja samoin merkinnöin kuin korkeapainepuolen suuttimilla, $\Delta h' = 48,46\text{ kJ/kg}$, jonka avulla saadaan todellisen purkausnopeuden $v_1 = 324,64\text{ m/s}$ kaavan (21) ja geometriasta päätellyn tulonopeuden $v_0 = 92,17\text{ m/s}$ avulla.

Jos arvioidaan suuttimen nopeuskertoimen olevan $\gamma = 0,95$, on isentrooppisessa tapauksessa $v_{1,is} = v_1/\gamma = 341,74\text{ m/s}$. Tästä saadaan isentrooppisen tapauksen entalpian muutokseksi kaavan (16) mukaisesti $\Delta h'_s = 54,15\text{ kJ/kg}$. Näiden kahden luvun erotus on suutinhäviö $h_d = 5,69\text{ kJ/kg}$. Suuttimen hyötysuhteeksi saadaan kaavan (17) mukaisesti $\eta' = 0,903$.

Suuttimen teoreettinen suurin massavirta voidaan laskea käyttämällä kaavaa (40) sekä taulukon 1 mukaista pyöreäreunaisen aukon virtauskerrointa 0,667. Yhden suuttimen aukon ala on $A_d = 0,000707\text{ m}^2$, $p_0 = 618,33\text{ kPa}$, $p_\infty = p_1 = p_2 = 451,33\text{ kPa}$. Tulistetulle höyrylle $K = 1,3$ ja $T_0 = 530,28\text{ K}$. Näillä arvoilla saadaan $\dot{m}_{ideal} = 0,541\text{ kg/s} = 1946\text{ t/h}$. Oletetaan, että massavirralla 37,51 t/h kaikki kolme suutinventtiiliä ovat täysin auki, jolloin suuttimia on käytössä yhteensä $22+21+19=62$ kpl. Tällöin yhdelle suuttimelle tulee höyryä 605 t/h eli 0,168 kg/s, joka on 31,1 % teoreettisesta maksimiarvosta.

5.2.7 Matalapainepuolen reaktioturbiini

Matalapainepuolen reaktioturbiinissa on 11 porrasta, eli juoksusiiven ja johtosiiven yhdistelmää. Myöskään tällä puolella ei ole antureita ennen lauhdutinosuutta, mutta häviöiden turbiinin ja lauhduttimen välillä voidaan olettaa olevan olemattomia johtuen lauhduttimen välittömästä läheisyydestä. Häviöiden pienuuteen vaikuttaa myös turbiinin ja lauhduttimen yhdistävä suuren halkaisijan omaava poistoputki, joka minimoi virtaushäviöt.

Reaktioturbiinille tyypillinen ominaisuus on loppua kohden kasvava porraskorkeus. Höyryturbiini GBT-2401:ssä ensimmäinen porras on halkaisijaltaan 510 mm, kun viimeinen porras on 730 mm. Paineen lasku on jokaisessa portaassa sama, eli entalpian muutos kasvaa jokaisella portaalla. Tästä syystä viimeisimmistä portaista saadaan moninkertainen teho verrattuna ensimmäisiin portaisiin. Yksi porras käsittää sekä johtosiiven että juoksusiiven.

Reaktioturbiinin yksittäisen portaan hyötysuhde ei ole tiedossa, jolloin oletetaan höyryturbiinin portaiden olevan hyötysuhteeltaan samoja viimeisintä porrasta lukuun ottamatta. Arvioidaan viimeisimmän portaan isentrooppisen hyötysuhteen olevan 5 %-yksikköä pienempi kuin aiemmat portaavat. Isentrooppinen hyötysuhde on pienempi sen vuoksi, koska viimeisimmän juoksusiiven jättönopeutta ei saada hyödynnettyä enää prosessissa.

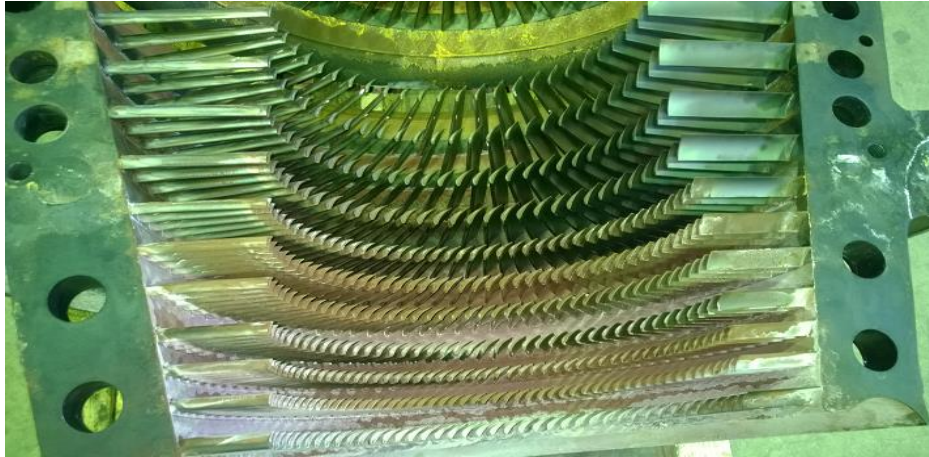
Sovitetaan mallista saatava teho turbiinivalmistajan vuonna 2016 uudelleenlaskettujen arvojen kuvaajaan, jolloin portaan isentrooppiseksi hyötysuhteeksi saadaan 78,5 %.

Taulukossa 3 sarake ”vettä” viittaa höyryn vesipitoisuuteen massaprosentein ilmaistuna. Kun lukema on suurempi kuin 0, puhutaan ns. märästä höyrystä. (Aalto-yliopisto 2011.)

Taulukko 3 Curtis-pyörien sekä reaktioturbiinin tehontuotto

Vaihe	t_0	p_0	η_{is}	p_2	t_2	s_2	h_2	vettä	h_0	Δh	\dot{m}	\dot{m}	P
Yks.	°C	kPa	%	kPa	°C	kJ/kgK	kJ/kg	m-%	kJ/kg	kJ/kg	t/h	kg/s	kW
KP	333	1565,5	66,6	673,3	258,0	7,16	2972,0	0	3110,5	138,5	45,5	12,6	1751,9
MP	257	618,3	66,6	451,3	231,2	7,25	2923,6	0	2972,0	48,4	35,6	9,9	479,6
p1	231,2	451,3	78,5	411,5	222,6	7,25	2907,2	0	2923,6	16,4	35,6	9,9	162,2
p2	222,6	411,5	78,5	371,7	213,2	7,26	2889,4	0	2908,0	18,6	35,6	9,9	183,7
p3	213,2	371,7	78,5	331,9	203,0	7,28	2870,1	0	2890,4	20,3	35,6	9,9	200,8
p4	203,0	331,9	78,5	292,1	191,7	7,29	2848,7	0	2871,1	22,4	35,6	9,9	221,4
p5	191,7	292,1	78,5	252,2	179,0	7,30	2824,9	0	2849,9	25,0	35,6	9,9	247,2
p6	179,0	252,2	78,5	212,4	164,6	7,32	2797,7	0	2826,1	28,4	35,6	9,9	281,0
p7	164,6	212,4	78,5	172,6	147,8	7,34	2766,1	0	2799,2	33,0	35,6	9,9	327,0
p8	147,8	172,6	78,5	132,8	127,3	7,37	2728,0	0	2767,8	39,8	35,6	9,9	394,2
p9	127,3	132,8	78,5	93,0	101,0	7,40	2679,1	0	2730,0	50,8	35,6	9,9	503,2
p10	101,0	93,0	78,5	53,1	82,9	7,46	2607,3	1,79	2681,7	74,4	35,6	9,9	736,4
p11	82,9	53,1	73,5	13,3	51,6	7,74	2495,4	4,18	2650,2	154,8	35,6	9,9	1532,3

Akselitehoa FCC:n leijutusilman kompressorille saadaan tuotettua 49,9 t/h höyryn kokonais- syötöllä ja 11,8 t/h välipoistolla 7020,9 kW.



Kuva 25 Reaktiiturbiinin johtosiivistö (Neste 2015)

5.2.8 Vuotohöyry

Turbiinipesän vuotohöyryt laskettiin käyttäen isentrooppisen suutinvirtauksen kaavaa (34). Käytössä oli myös turbiinivalmistaja MAN Turbon vuotohöyrylaskelmat käyttäen turbiinin toimitushetken vuoden 1970 aikaisia tiivistesten painesuhteita sekä alkuperäisiä höyryn syöttömääriä.

Jotta vuotohöyry akselia pitkin voidaan laskea, on tiedettävä suuttimen jälkeinen höyryn tila. Suutin nostaa tilapäisesti höyryn virtausnopeutta, joka muuttuu takaisin paineeksi ennen la-byrinttiivisteitä. Höyryn tila voidaan selvittää energia- ja ainetaseen avulla. Oletetaan, että potentiaalienergiaa ei tarvitse huomioida sen pienuuden vuoksi. Daubert (1985) esittää las-kentatavaksi kaavan

$$E_{in}\dot{m}_{in}dt + \dot{m}_{in}\frac{u_{in}^2}{2}dt + Qdt + Vdp = -E_{out}\dot{m}_{out}dt - \dot{m}_{out}\frac{u_{out}^2}{2}dt - Wdt, \text{ missä } (59)$$

dt = aikaväli, s,

E = sisäenergia, kJ/kg,

\dot{m} = massavirta, kg/s,

u = nopeus, m/s,

p = paine, Pa,

V = tilavuus, m³,

Q = lämpöteho, kW,

W = akseliteho, kW.



Kuva 26 Höyryturbiinin roottori labyrinttitiivisteineen (Neste 2015)

Mallissa laskettiin vuotohöyryt viidellä eri tapaa. Kaikissa tavoissa pääperiaatteena on käyttää ideaalisen suutinvirtauksen kaavaa seuraavin eroin:

Tapa 1 käyttää Eglin korjauskertoimia eli kaavaa (38) sellaisenaan. Tapa antaa suoraan korjauskertoimilla korjatun tuloksen.

Tapa 2 laskee kerralla painehäviön koko labyrinttitiivisteeseen yli käyttäen kaavaa (40). Tulokseen lisätään virtauksen purkauserroin C_D .

Tapa 3 on vastaava kuin tapa 2, mutta kriittisen painesuhteen 1,8324 ylittävien tiivisteiden osalta käytetään kriittistä painesuhdetta, joka rajoittaa virtausta tiettyyn arvoon. Tämä painesuhde on määritetty kaavalla (43), jolloin virtauskerroin saa suurimman arvonsa 0,6673. Tulokseen lisätään virtauksen purkauserroin C_D .

Tapa 4 paloitteli labyrinttitiivisteeseen osiin, jolloin 10-portaisen labyrinttitiivisteeseen yhden portaalan painesuhde on 1/10 koko tiivisteeseen painesuhdesta. Tämän jälkeen vuotohöyry laskettiin käyttämällä kaavaa (40). Tulokseen lisätään virtauksen purkauserroin C_D .

Tapa 5 tarkasteli labyrinttitiivistettä paloittain, jolloin laskenta tapahtui tiivisteeseen porraskerros kerrallaan. Ehtoja tälle laskutavalle asetettiin siten, että massavirta jokaisen portaalan kohdalla on oltava sama, sekä jokaisessa portaassa menetetty paine summattuna yhteen on sama kuin koko portaalan yli menetetty paine eli

$$\dot{m} = \dot{m}_N, \quad (60)$$

$$\Delta p = p_0 - p_\infty = \sum_{i=1}^N \Delta p_N, \text{ missä} \quad (61)$$

N = tiivisteiden portaiden lukumäärä, -.

Taulukossa 4 MAN-sarake pitää sisällään MAN Turbon vuotohöyrylaskelmien tulokset. Tiivisteet ovat nimetty portaiden määrän mukaan, sekä ovatko tiivisteet suoria (s) vai porrastettuja (p) labyrinthitiivisteitä. Virtauskerroimen C_D arvona on käytetty ensimmäisessä sarakekeussa arvoa 1,0 ja viereisessä arvoja 0,44-0,46 riippuen tiivisteiden geometriasta. Merkintä $+C_D$ tarkoittaa, että sarakkeen arvossa on mukaan luettu virtauskerroin.

Taulukko 4 Vuotohöyryn massavirrat eri laskentatavoilla

#	CD	MAN	Tapa 1	Tapa 2	+CD	$\pi=p_0/p_\infty$	Tapa 3	+CD	Tapa 4	+CD	Tapa 5	+CD
		kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h	kg/h
12s	0,44	29	42,7	97,0	42,7	1,1			29,5	13,0	28,6	12,6
29s	0,45	52	89,3	90,0	40,5	10,0	186,8	84,1	104,5	47,0	50,0	22,5
21p	0,46	320	192,3	272,8	125,5	24,4	1000,7	460,3	729,6	335,6	312,5	143,8
49p	0,44	430	265,4	2169,3	954,5	2,2	2216,2	975,1	592,4	260,7	421,7	185,5
33p	0,45		380,7	2563,7	1153,6	2,2	2619,1	1178,6	847,5	381,4	645,4	290,4
11s	0,46	80	100,5	90,0	41,4	10,0	186,8	85,9	152,4	70,1	77,0	35,4
10s	0,45	33	41,1	97,0	43,6	1,1			32,2	14,5	31,3	14,1

Turbiinivalmistaja Man Turbo oletti korkean virtausvastuksen vuoksi suhteessa matalapainepuolen höyrytukkiin korkeapaine- ja matalapainepuolen välissä olevan labyrinthitiivisteiden vuotohöyryn massavirran olemattomaksi, vaikka laskennallisesti se saa hyvinkin suuren arvon (Tamminen 2017). Vuotohöyryn laskenta jokaisella edellä mainitulla tavalla voi antaa väärän tuloksen, koska höyryllä on vaihtoehtoinen reitti kulkea. Tästä syystä jätetään myös tässä työssä huomioimatta 33 piikkinen porrastettu labyrinthitiiviste. Oletetaan myös tiivistehöyryn olevan samassa 108 kPa paineessa kuin alun perin on suunniteltu, sekä labyrinthitiivisteiden ja roottorin lämpölaajeneminen on sama, kuin aikaisemmin.

Eroavaisuudet edellä selostetuilla laskentatavoilla valmistajan MAN Turbon vuoden 1970 arvoihin olivat seuraavat:

Taulukko 5 Ero MAN Turbon tuloksiin eri laskentatavoilla

#	CD	Tapa 1	Tapa 2	+CD	Tapa 3	+CD	Tapa 4	+CD	Tapa 5	+CD
		%	%	%	%	%	%	%	%	%
12s	0,44	47,1	234,4	47,1			1,6	-55,3	-1,5	-56,6
29s	0,45	71,8	73,2	-22,1	259,3	61,7	101,0	-9,6	-3,8	-56,7
21p	0,46	-39,9	-14,8	-60,8	212,7	43,8	128,0	4,9	-2,3	-55,1
49p	0,44	-38,3	404,5	122,0	415,4	126,8	37,8	-39,4	-1,9	-56,9
11s	0,46	25,6	12,5	-48,2	133,6	7,4	90,5	-12,4	-3,8	-55,7
10s	0,45	24,6	193,9	32,3			-2,3	-56,0	-5,2	-57,3
AVG		41,2	155,5	55,4	255,2	59,9	60,2	29,6	3,1	56,4

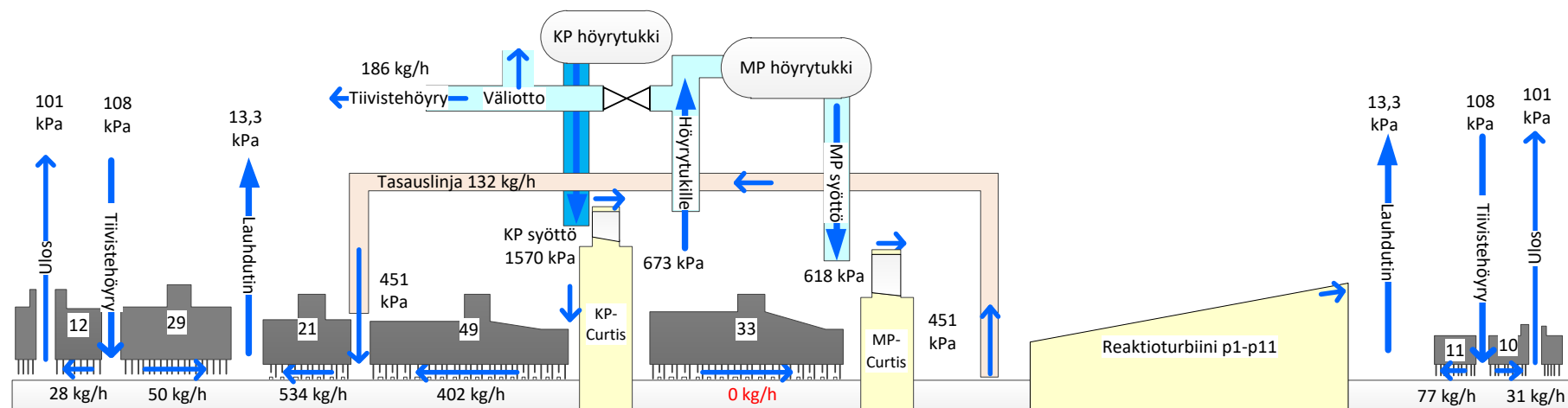
Kaava (39) esitteli dimensiottoman virtauksen purkauskertoimen C_D , jonka havaittiin labyrinttitiivisteet paloittain tarkasteltuna olevan hyvin lähellä arvoa 1. Pääosin vuotohöyryn arvot olivat hieman pienempiä kuin laitevalmistajan laskemat arvot, mikä johtaa siihen, että C_D arvo olisi suurempi kuin 1. Turbiinin toimitushetken arvoilla laskettuna keskimääräinen ero toimittajan laskemiin arvoihin oli 3,1 %, mikä oli selkeästi pienempi ero verrattuna muihin laskentatapoihin. Kaikilla tavoilla laskiessa vuotohöyryn lämpötila on oletettu olevan sama kuin alkuperäisissä 1970 vuoden poikkileikkauskuvissa, koska akselin ja labyrinttitiivisteiden lämpötilasta ei ole parempaa tietoa.

Edellä olevien tulosten nojalla uudet arvot ovat laskettu tavan 5 mukaisesti, missä dimensiottoman virtauksen purkauserroin $C_D = 1,0$.

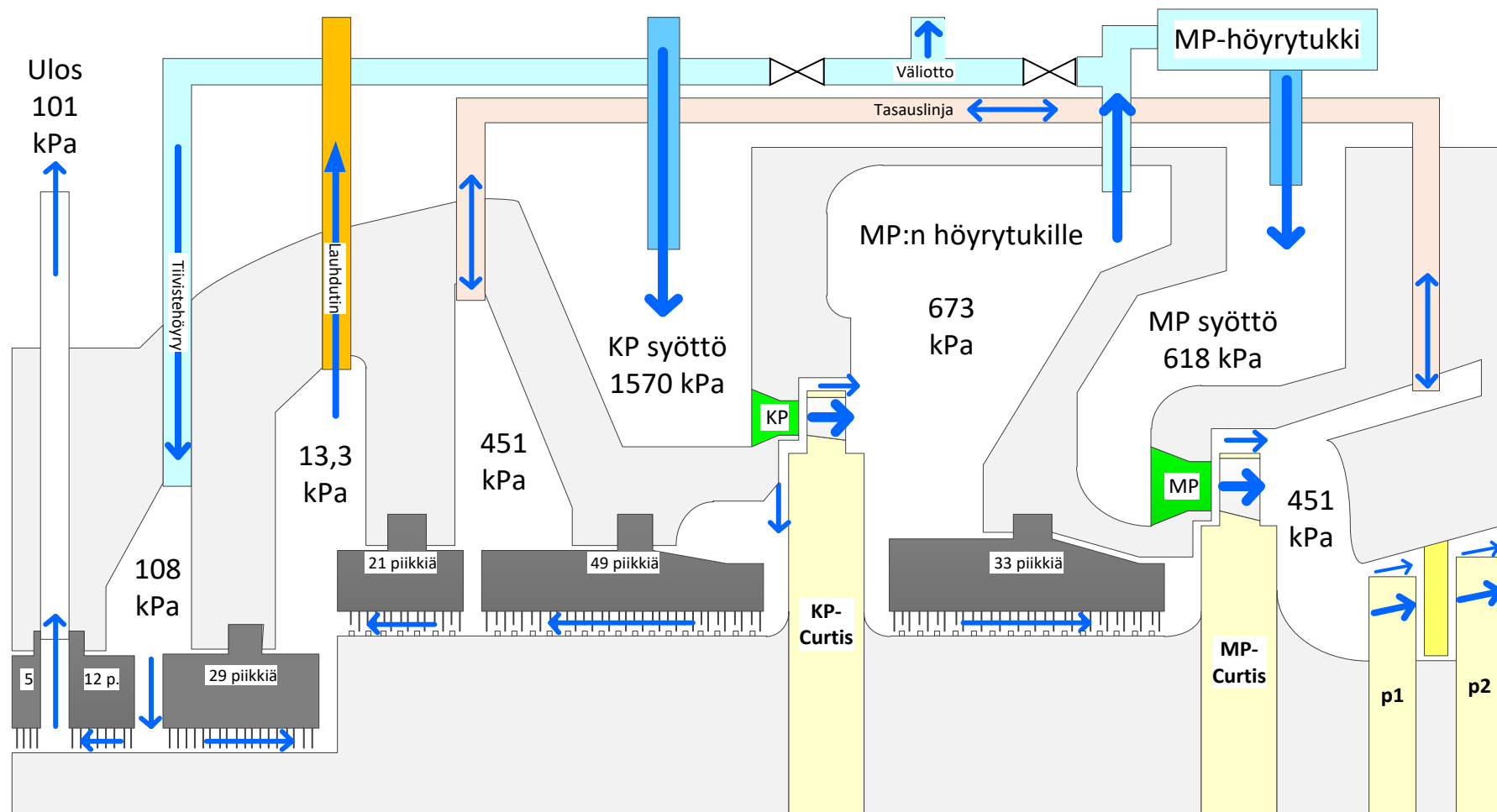
Taulukko 6 Vuotohöyryn määrä eri labyrinttitiivisteissä

m / #	12s	29s	21p	49p	33p	11s	10s
kg/h	27,76	50,12	534,29	402,20	616,50	77,29	30,64

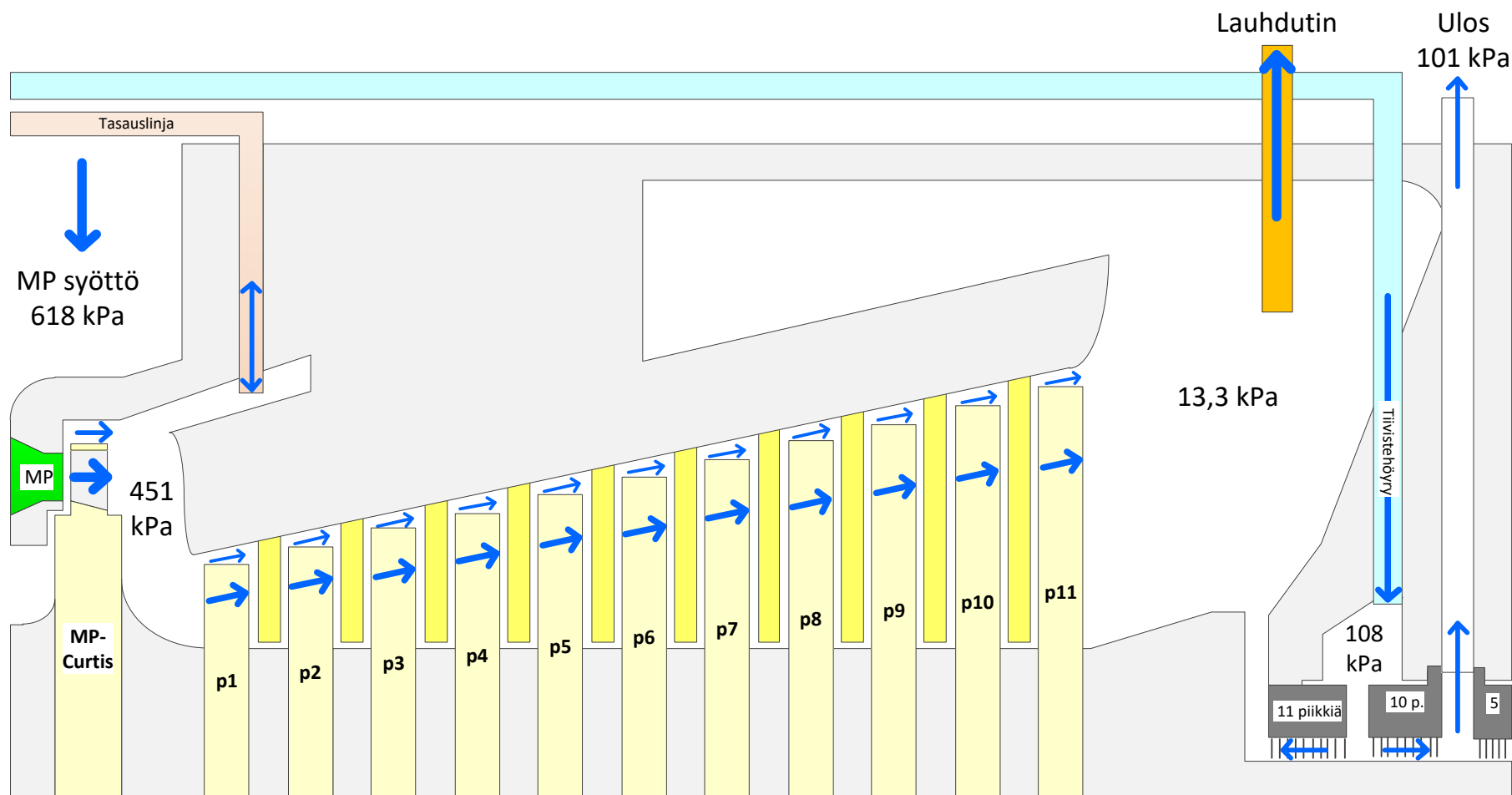
Kuten aiemmin oletettiin, on 33-portaisen porrastetun labyrinttitiivisteen vuotohöyryn arvo lähempänä nollaa, koska vaihtoehtoinen höyryn virtausreitti sisältää hyvin vähän virtausvastusta suhteessa labyrinttitiivisteeseen. Vuotohöyryn virtausreitit ovat havainnollistettu kuvassa 27.



Kuva 27 Vuotohöyryn määrä turbiinin eri osiossa



Kuva 28 Höyryturbiinin korkeapainepuolen höyryn virtausreitit



Kuva 29 Höyryturbiinin matalapainepuolen höyryn virtausreitit

5.2.9 Isentrooppinen hyötysuhde

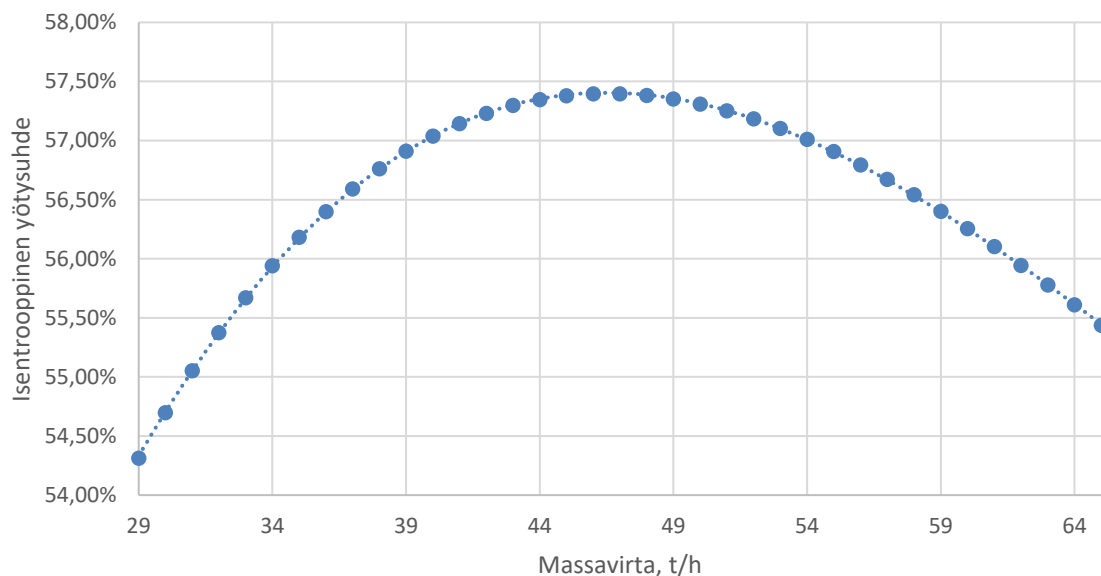
Koko korkeapainepuolen isentrooppinen hyötysuhde saadaan laskemalla turbiinista saadun tehon ja teoreettisesti vaiheesta saatavan tehon keskinäinen suhde. Korkeapainepuolella tarkasteltiin samaa tulohöyryn massavirran väliä kuin höyrytukilla, eli 29-65 t/h.

Välipoiston määrä eivätkä sen jälkeiset tapahtumat vaikuta korkeapainepuolen turbiinin hyötysuhteeseen, joten hyötysuhdekäyrän pistearvoja saadaan vaihtamalla mallin höyrysyötön määrää. Näiden perusteella saadaan piirrettyä kuvaaja, johon sijoitettu käyrä antaa meille isentrooppisen hyötysuhteen funktioksi

$$\eta_{is,KP} = 0,0000012062 \dot{m}^3 - 0,0002476755 \dot{m}^2 + 0,0152076197 \dot{m} + 0,2811547866, \text{ missä} \quad (62)$$

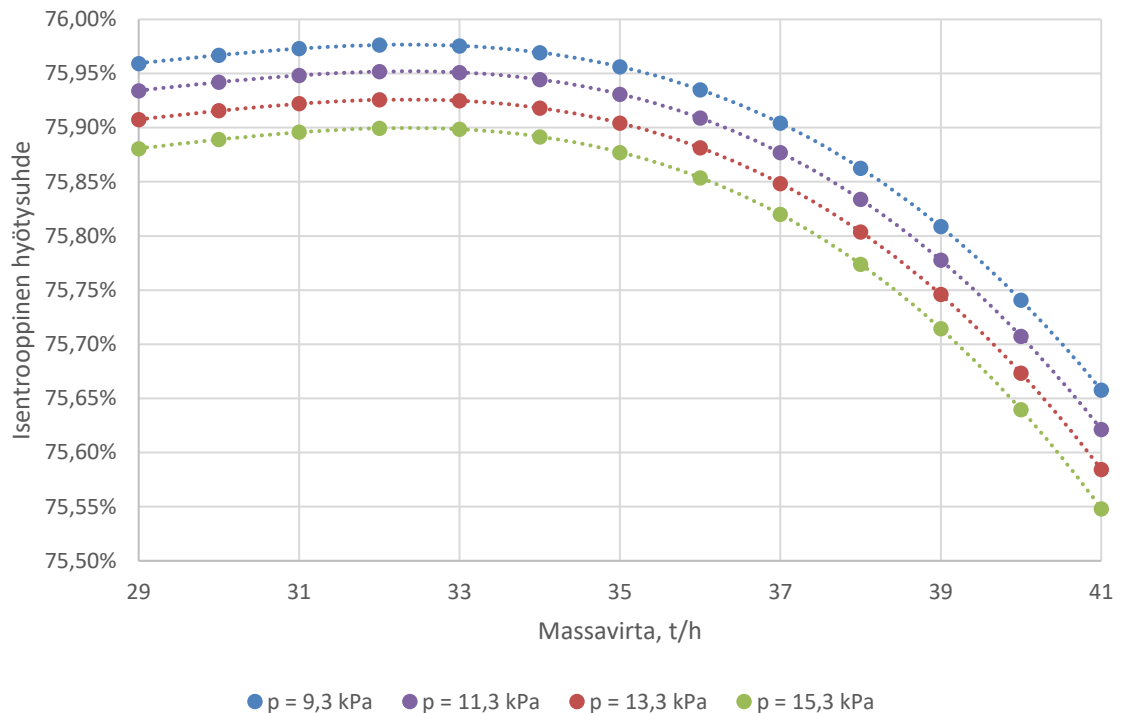
\dot{m} = korkeapainepuolen höyryn massavirta, t/h.

Suoran korrelaatiokerroin $R^2 = 0,999951$ eli hyötysuhteen yhtälö korreloi hyvin mallin laskettuja arvoja.



Kuva 30 Höyryturbiinin korkeapainepuolen isentrooppinen hyötysuhde

Matalapainepuolen isentrooppinen hyötysuhde riippuu välipoiston määrästä sekä lauhduttimen paineesta. Lauhduttimen paine vaihtelee ulkoilman lämpötilan ja paineen sekä turbiinin kuorman mukaan. Lauhduttimen paine vaihtelee 9-16 kPa välillä, jolloin piirretään kuvaajaan erilliset käyrät alueen sisälle. Syöttöhöyryn arvojen tarkasteluväli on sama kuin matalapainepuolen höyrytukilla, eli 29-41 t/h.



Kuva 31 Höyryturbiinin matalapainepuolen isentrooppinen hyötysuhde

Neljästä hyötysuhdekäyrästä eri lauhduttimen painearvoilla saadaan neljä erillistä yhtälöä hyötysuhteen laskemiseksi.

$$y = -0,00000228418775444217x^3 + 0,000198811765961759x^2 - 0,00569160714887956x + 0,813160042325443$$

$$y = -0,00000236850732734939x^3 + 0,000206150799031440x^2 - 0,00590170988386776x + 0,814884990754799$$

$$y = -0,00000244553888589794x^3 + 0,000212855917629262x^2 - 0,00609367978693148x + 0,816425255929336$$

$$y = -0,00000251710059850918x^3 + 0,000219084969648287x^2 - 0,00627202145784367x + 0,817835721280287$$

Paineelle kannattaa lisätä oma vakiotermi yhteen yhtälöistä, koska käyrien pisteet ovat likimain vakioetäisyydellä toisistaan y-akselin suunnassa. Yhtälö on muotoa

$$\eta_{MP} = -2,51710059850918E-06 \dot{m}^3 + 0,000219084969648287 \dot{m}^2 - 0,00627202145784367 \dot{m} + 0,817835721280287 + (15,325-p)C, \text{ missä } C \text{ on vakio.}$$

Vakiotermin suuruus saadaan ratkaistua pienimmän neliösumman menetelmällä vertaamalla vakiotermin sisältävän hyötysuhdeyhtälön arvoja alkuperäisillä yhtälöillä laskettuihin arvoihin, ja minimoimalla laskettujen hyötysuhteiden erotuksien neliöiden summa.

Edellä mainitulla tavalla saadaan $C = 0,0001422$. Matalapainepuolen isentrooppisen hyötysuhteen yhtälö saadaan sievennettyä muotoon

$$\eta_{is,MP} = -2,5171 \cdot 10^{-6} (\dot{m}^3 - 87,0386 \dot{m}^2 + 2491,76 \dot{m} + 56,4936 p - 325778, \text{ missä} \quad (63)$$

\dot{m} = matalapainepuolen höyryn massavirta, t/h,

p = lauhduttimen paine, kPa.

Saadun yhtälön arvo eroaa mallin isentrooppisesta hyötysuhteesta tarkasteluvälillä korkeintaan 0,024 %-yksikköä.

Taulukko 7 Isentrooppisen hyötysuhteen yhtälön ero varsinaiseen yhtälöön prosenttiyksikköinä

\dot{m} / p	9,3 kPa	11,3 kPa	13,3 kPa	15,3 kPa
29	0,0069 %	0,0037 %	0,0019 %	0,0003 %
30	0,0074 %	0,0039 %	0,0019 %	0,0000 %
31	0,0080 %	0,0043 %	0,0020 %	0,0000 %
32	0,0083 %	0,0045 %	0,0022 %	0,0000 %
33	0,0084 %	0,0046 %	0,0022 %	0,0001 %
34	0,0078 %	0,0043 %	0,0021 %	0,0002 %
35	0,0066 %	0,0035 %	0,0018 %	0,0003 %
36	0,0044 %	0,0021 %	0,0011 %	0,0003 %
37	0,0012 %	0,0000 %	0,0001 %	0,0002 %
38	-0,0032 %	-0,0029 %	-0,0014 %	0,0000 %
39	-0,0089 %	-0,0065 %	-0,0032 %	-0,0001 %
40	-0,0157 %	-0,0109 %	-0,0053 %	-0,0001 %
41	-0,0238 %	-0,0159 %	-0,0075 %	0,0003 %

Suurin virhe on laskettaessa hyötysuhde pienellä lauhduttimen paineella ja suurella massavirralla. Tämä ei käytännössä toteudu, koska lauhduttimen paine nousee hieman kuorman kasvaessa. Voidaan siis todeta, että korrelaatio on kaiken kaikkiaan hyvin tarkka.

5.2.10 Kokonaishöyrynkulutus

Höyryturbiinin kokonaishöyrynkulutukseen lisätään lopuksi sen oheislaitteiden höyrynkulutus. Öljynkiertopumpun ajolaite höyryturbiini GAT-2415X kuluttaa noin 4,50 t/h ja lauhduttimen ejektorit EE-2401X/II kuluttavat yhteensä noin 1,01 t/h riippumatta turbiinin kuormasta. Tästä saamme GBT-2401:n kokonaishöyrynkulutukseksi 55,41 t/h, kun syöttö on 49,9 t/h sekä höyryn välipoisto on 11,8 t/h.

6 Marginaalikustannuslaskenta käyttäen tehtyä mallia

Kilpilahden voimalaitoksella on kaksi samanlaista höyrykattilaa, jotka pystyvät tuottamaan höyryä yhteensä 294 MW teholla. Sähköä pystytään tuottamaan kaasuturbiinivoimalaitos 2 ja 3:n avulla yhteensä 114 MW:lla sekä voimalaitoksen lauhdeturbiinin avulla vielä 31 MW teholla. KPP käsittää myös Nesteen operoiman jalostamoalueen kattilalaitoksen höyrykattila BF-6105:n. (Neste 2013) (Salmio 2017.)

KPP rakennuttaa parhaillaan täysin uutta voimalaitosta, jonka höyryntuotantokapasiteetti on 450 MW ja sähköntuotannon 30 MW. Tämä laitos tulee korvaamaan kokonaan nykyiset kattilat ja höyryn tuotannon. Laitoksen on tarkoitus käynnistyä vuonna 2018 ja sen kokonaisinvestointi on noin 400 miljoonaa euroa. KPP:n omistaa Neste, Veolia ja Borealis suhtein 40 %, 40 % ja 20 %. Yhtiöistä Neste sekä Borealis toimivat Porvoon jalostamolla tuotetun energian kuluttajina, kun taas Veolia Services Suomi Oy vastaa voimalaitoksen käytöstä ja kunnossapidosta monikansallisena alan ammattilaisena. (KPP 2017) (Veolia 2017.)

KPP:n asiakkaat maksavat höyryn yllättävät kustannukset ja tappiot yhteisesti. Lisäksi höyrynkulutuksessa ei makseta pelkästään käytön mukaan. Kyseessä on niin kutsuttu ”take or pay” -malli, eli ostaja sitoutuu maksamaan tietystä määrästä höyryä, vaikka kuukauden kulutus olisikin tätä lukua pienempi, koska tuotettu höyry joudutaan ulospuhaltamaan voimalaitoksen rakennuksesta, jos höyryä ei saada hyötykäyttöön. (Salmio 2017.)

Höyryyn sitoutuvan energian kokonaiskustannus muodostuu seuraavasti:

$$\frac{PA+CO_2}{\eta} + \textit{kemikaalit} + \textit{sähkön tuotanto} + \textit{sähkön siirto} , \text{ missä} \quad (64)$$

PA = polttoaineen hinta, €/kg_{PA},

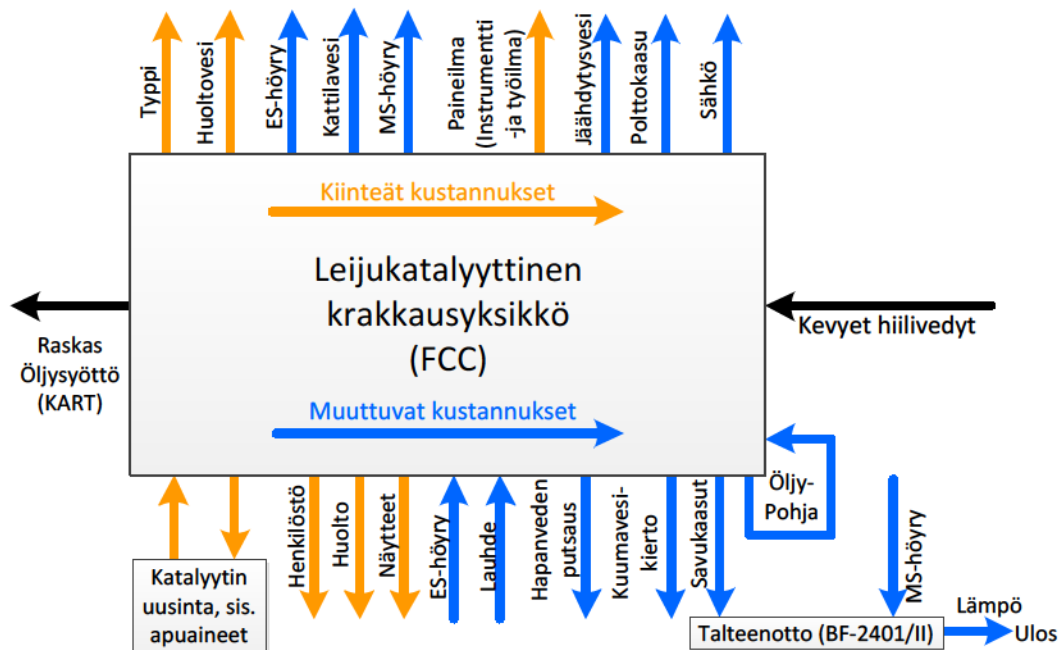
CO_2 = päästöoikeuksien hinta, €/kg_{CO2},

η = kattilahyötysuhde, -.

Ja KPP:n tuotettua energiamäärää kohden kustannukset ovat

$$\frac{PA+CO_2+\textit{kemikaalit}+\textit{sähkön tuotanto}+\textit{sähkön siirto}}{\textit{tuotettu energia} - \textit{häviöt} - \textit{omakäyttö}} . \quad (65)$$

Tällä hetkellä höyry tuotetaan maakaasun avulla. Jos kattilahyötysuhteen oletetaan olevan 0,9, saadaan tuotetun energian raaka-aineen hinnaksi noin 26-30 €/MWh. Varsinaisen polttoaineen hinnan lisäksi on maksettava hiilidioksidipäästöistä. Tällä hetkellä päästöoikeuksien hinta on noin 6-8 € jokaista tuotettua hiilidioksiditonnia kohden ja tulevaisuudessa on hyvin todennäköistä, että päästöoikeuksien hinta on entistä korkeampi. Höyryntuotantoon tarvitaan myös vettä, joka puhdistuksineen maksaa noin 1 €/t. (Salmio 2017.)



Kuva 32 FCC:n rahatase (Paappanen 2017)

Uusi KPP aikoo polttaa maakaasun lisäksi asfalteenia uuneissaan. Koska asfalteenia saa jalostamon prosesseista, on tämä maakaasua edullisempi vaihtoehto voimalaitoksen polttoaineeksi. (Salmio 2017.)

Toisaalta asfalteeni aiheuttaa maakaasua enemmän päästöjä tuotettua energiamäärää kohden. Maakaasusta syntyy päästöjä noin 200 kg CO₂/MWh, kun asfalteeni päästää ilmaan 300 kg CO₂/MWh (Tilastokeskus 2017). Lukuja vertaamalla voidaan todeta, että asfalteeni tuottaa enemmän hiilidioksidia kuin maakaasu tuottaessa saman määrän energiaa. Tästä johtuen tulevaisuudessa asfalteenin paremmuus höyryntuotannon raaka-aineena voi olla kiinni päästöoikeuksien hinnasta.

Sähkön omakäyttö maksaa Nesteelle noin 1€/MWh. Tämän lisäksi siirrosta maksetaan noin 0,5 €/MWh Aurora Kilpilahdelle. Edellä mainittujen kustannusten lisäksi muiden kustannusten osuus on noin 0,5 €/MWh. Kokonaiskustannus energialle on siis noin 30-35 €/MWh. (Salmio 2017.)

Höyryn marginaalihinta saadaan laskettua edellä mainituilla tiedoilla. Valitaan malliin pienin mahdollinen turbiinin höyryn syöttöarvo, jolloin höyryn välipoiston massavirta on 0. Tämän jälkeen lähdetään lisäämään syöttöhöyryn massavirtaa aina 1 t/h kerrallaan. Höyryn välipoistosta otetaan höyryä pois siten, että turbiinin akselitehon tuotto on vakio.

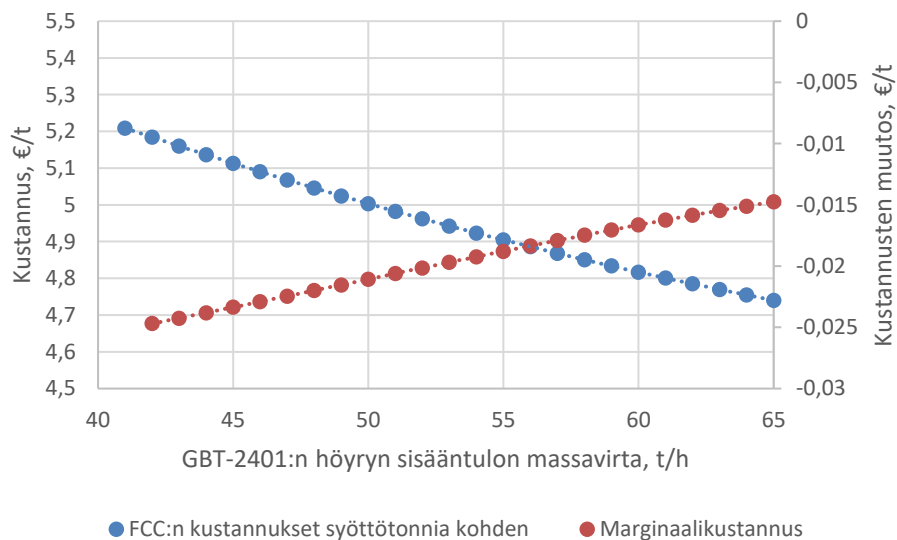
Turbiinille tulevalle MS-höyrylle hinta muodostuu kahdesta osasta, energian sekä veden hinnasta. Höyryn välipoistosta poistettava ES-höyry taas säästää muualla prosessista vettä ja energiaa vastaavasti.

Taulukko 8 Höyryn kustannuksien jako

Kustannus	Hintahaarukka
Maakaasu	26-30 €/MWh
CO2 päästöoikeus	6-8 €/t _{CO2}
Vesi	1 €/m ³
Sähkön omakäyttö	1 €/MWh
Sähkön siirto	0,5 €/MWh
Muut kustannukset	0,5 €/MWh

FCC:n krakattavan öljyn syöttö on 255 t/h. Mallilla ei voida simuloida riserin erilaisia öljyn syöttömääriä, ellei tiedetä, paljonko akselitehoa kompressorille tarvitaan. Nykyinen syöttömäärä sekä turbiinin arvot ja tehontarve ovat tiedossa, eli marginaalikustannuslaskelma voidaan tehdä.

Höyryn kustannukset syöttötonnia kohden ovat siis MS-höyrylle noin 11-13 snt/t_{FCC}/t_{MS} ja ES-höyrylle noin 10-12 snt/t_{FCC}/t_{ES}. ES-höyryn hinta on säästöä kokonaiskustannuksissa, koska osa ES-höyrystä poistetaan turbiinista ennen matalapainepuolta muualle prosessiin hyödynnettäväksi.



Kuva 33 FCC:n höyryturbiinin höyryn kustannus ja marginaalikustannus öljyn syöttötonnia kohti

Taulukko 9 Turbiinin höyryn kustannus ja marginaalikustannus

MS-höyry	ES-höyry		
kokonaissyöttö	välipoisto	Kustannus	Marginaalikustannus
t/h	t/h	€/t _{FCC}	€/t _{FCC}
41	0,6	5,2	
42	1,9	5,2	-0,025
43	3,2	5,2	-0,024
44	4,4	5,1	-0,024
45	5,7	5,1	-0,023
46	6,9	5,1	-0,023
47	8,2	5,1	-0,022
48	9,4	5,1	-0,022
49	10,7	5,0	-0,022
50	11,9	5,0	-0,021
51	13,2	5,0	-0,021
52	14,4	5,0	-0,020
53	15,6	4,9	-0,020
54	16,8	4,9	-0,019
55	18,1	4,9	-0,019
56	19,3	4,9	-0,018
57	20,5	4,9	-0,018
58	21,7	4,9	-0,017
59	22,9	4,8	-0,017
60	24,1	4,8	-0,017
61	25,3	4,8	-0,016
62	26,5	4,8	-0,016
63	27,7	4,8	-0,015
64	28,9	4,8	-0,015
65	30,0	4,7	-0,015

7 Johtopäätökset

Höyryturbiinin labyrinttitiivisteiden vuotohöyryjen määrittäminen ei ollut kovin yksinkertaista. Alan paras löydetty julkinen tutkimus on vuodelta 1935. Tämä kertoo osaksi siitä, ettei tekniikka höyryturbiinin tiivisteiden osalta ole juurikaan muuttunut, sekä siitä, että turbiinivalmistajat pitävät tutkimuksensa labyrinttitiivisteiden osalta salassa.

Höyrymallilla saatiin laskettua turbiinin höyrynkäytön kustannukset sekä marginaalihinta. Turbiinin höyryn osuus kuluista on noin 5 € jokaista öljyn syöttötonnia kohden. Malli näyttää hyvin pitkälti oletusta, eli turbiinin korkeata höyrynsyöttöä ja suurta höyryn välipoiston massavirtaa käyttämällä saadaan edullisempi kokonaiskustannus FCC:n syöttötonnille turbiinin höyryn osalta, kuin pitämällä höyryn välipoisto kiinni ja ajamalla sama määrä höyryä korkeapaine- ja matalapainepuolen läpi.

Tulos ei ole yllättävä, koska höyryn välipoisto on höyryturbiineissa olemassa juuri tästä syystä. Hyötysuhde turbiinissa paranee, jolloin saman akselitehon tuottaminen on halvempaa suuremmalla tulohöyryn massavirralla, josta poistetaan osa höyrystä ennen matalapainepuolta. MS- ja ES-höyryjen hinnat ovat hyvin lähellä toisiaan johtuen lähellä olevista entalpioista, joten prosessin hyötysuhteen parantuessa myös kokonaiskustannukset vähenevät.

Täytyy myös muistaa, että mallissa on myös epävarmuustekijöitä. Suurin epävarmuustekijä on höyryturbiinin höyrytukkien mallinnukset putkivirtauksen kaavoja käyttämällä. Höyrytukissa limittäin avautuvat venttiilit aiheuttavat virtauksen kuristumista, mitä ei kyetä simuloimaan tarkasti ilman kehittyneempiä menetelmiä. Jatkokehitysidea diplomityölle onkin käyttää CFD-ohjelmistoja (Computational Fluid Dynamics -ohjelmistoja) höyrytukin parempaan mallintamiseen.

Tällä hetkellä malli on sovitettu vastaamaan turbiinivalmistajan dataa. Diplomityön laajuuteen ei kuulunut mallin validointia, koska mallin täydellinen validoiminen edellyttää laajan ja täsmällisen prosessidatan keräämistä sekä turbiinista että ilmakompressorista useassa eri kuormitustilanteessa. Prosessidatasta paine-eroon perustuvat virtausmittaukset tulisi tiheyskorjata ja täsmätä. Näiden jälkeen on edellytykset ilmakompressorin akselitehon määrittämiseen hyötysuhdekäyrien avulla. Edellä mainitut tehtävät ovat riittävät itsenäiseenkin diplomityöhön.

Toinen jatkokehitysehdotus on mallintaa FCC:n kompressorin siten, että tiedetään regeneraattorille tarvittavalle virtausilmamäärälle kompressorin akselitehontarve. Tämän mallinnuksen avulla tehty höyrynkulutusmalli on paljon monikäyttöisempi eikä vaadi käytännön koetta, jotta voidaan selvittää FCC:n kompressorin tarvitsema akselitehon tarve.

Lähdeluettelo

Aalto-yliopisto. (2011) Teollisuuden energiatekniikka: Peruskaavat ja – käsitteet. Versio 2011. Espoo, Suomi: Aalto-yliopisto.

Ahtila, Pekka. (2017) Suullinen tiedonanto aikavälillä 2.5.-24.10.2017. Professori, teollisuuden energiatekniikka, Konetekniikan laitos, Aalto-yliopisto.

ASME. (1968) The 1967 ASME Steam tables. USA: The American Society of Mechanical Engineers. DOI: 10.1111/j.1559-3584.1968.tb04564.x.

Chakravarthy, L. & Srikanth, P. (2015) Modeling & Analysis of Labyrinth Seals Used in Steam Turbines. Raipur, India: International Journal of Science and Research. ISSN (Online): 2319-7064.

Crane Co. (2009) Flow of fluids through valves, fittings, and pipe. Technical paper No. 410M, metric version. 2013 vuoden painos. Connecticut: Crane Co. ISBN 1-40052-712-0.

Dambach, R., Hodson, H. (2000) Tip Leakage Flow: A Comparison between Small Axial and Radial Turbines. Micro-Turbine Generators. Professional Engineering Publishing

Daubert, T. (1985) Chemical Engineering Thermodynamics. New York, USA: McGraw-Hill Chemical Engineering Series. ISBN 0070154139.

Egli, A. (1935) The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. USA: Transactions of the ASME 57.

Haverila, M., Uusi-Rauva, E., Kouri, I. & Miettinen, A. (2009) Teollisuustalous. 6. painos. Tampere: Infacs Oy.

Hintikka, Jussi. (2017) Suullinen tiedonanto 6.7.2017. Neste Oyj.

IAPWS-IF97. (1997) The International Association for the Properties of Water and Steam: Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam.

Kilpilahti.fi verkkosivut. Yritykset Kilpilahdessa. Käyty 22.6.2017. Saatavissa: <https://www.kilpilahti.fi/yritykset-kilpilahdessa>

KPP - Kilpilahti Power Plant Ltd verkkosivut. Kilpilahden Voimalaitos Oy. Käyty 20.6.2017. Saatavissa: <http://www.kilpilahtipowerplant.com>

Lajunen, M. (1967) Höyry- ja kaasuturbiinit. Tampere, Suomi: Kustannusyhtymä. 258 s.

Lampart, P. (2006) Tip leakage flows in turbines. Task Quarterly 10 No 2. Gdansk, Poland: Polish Academy of Sciences.

Lansford, W. (1943) Loss of head in flow of fluids through various types of one-and-one-half-inch valves. Urbana, Illinois, USA: University of Illinois. 3000-2-43-24574.

Lappas A., Iatridis D., Kopalidou E. & Vasalos I. (2017) Influence of Riser Length of a Fluid Catalytic Cracking Pilot Plant on Catalyst Residence Time and Product Selectivity.

Littler, D. (2013) Turbines, Generators and Associated Plant: Incorporating Modern Power System Practice. Elsevier Science. ISBN: 9781483287485

IEA, International Energy Agency. Oil Market Report. Käyty 27.11.2017. Saatavissa: <https://www.iea.org/oilmarketreport/omrpublic/>

Industrial & Engineering Chemistry Research. Washington, DC, USA: ACS Publications. DOI: 10.1021/acs.iecr.7b00547

McFarlane, R., Reineman, R., Bartee, J. & Georgakis, C. (1990) Dynamic Simulator for a Model IV Fluid Catalytic Cracking Unit. Illinois, USA: American Institute of Chemical Engineers 1990 Annual Meeting, Chicago.

Motiva Oy verkkosivut. (2017) Käyttöhyödykejärjestelmät. Käyty 19.6.2017. Saatavissa: <https://www.motiva.fi/extranet/energiakatselmoijat/kayttohyodykejarjestelmat>

Neste Oyj. (2013) Tuotantolinja energian toiminnankuvaus. Nesteen Porvoon jalostamon operointiohje OQD-1483. Nesteen sisäinen dokumentti.

Neste Oyj. (2015) Porvoon jalostamon 2015 revision kuvat. Sisäinen dokumentti.

Neste Oyj. (2016) FCC Yleistä. Nesteen Porvoon jalostamon operointiohje OQD-1103. Nesteen sisäinen dokumentti.

Neste Oyj. (2017) Suullinen tiedonanto Porvoon jalostamon tuotantolinja 2 valvomossa FCC:stä vastuussa olevan prosessihenkilöstön toimesta aikavälillä 8.6.2017.

Neste.com Neste Oyj verkkosivut. Porvoon jalostamo. Käyty 18.5.2017. Saatavissa: <https://www.neste.com/fi/fi/porvoon-jalostamo> ja https://www.neste.com/sites/default/files/680150_2.jpg

Neste.com Neste Oyj verkkosivut. Neste jo 11. kerran maailman vastuullisimpien yritysten Global 100 -listalle. Käyty 18.5.2017. Saatavissa: <https://www.neste.com/fi/fi/neste-jo-11-kerran-maailman-vastuullisimpien-yritysten-global-100-listalle>

Nieminen, Kari. (2005) Turbiinin GBT-2401 muutokset. Sisäinen dokumentti. Neste Jacobs Oy.

Paappanen, Jukka. (2017) Suullinen tiedonanto 7.11.2017. Neste Oyj.

Perloff, J. (2012) Microeconomics. 6. painos. Boston, Massachusetts, USA: Pearson Education, Inc. 698 s. ISBN 978-0-13-139263-2.

Rathore, M. (2010) Thermal Engineering. India: McGraw-Hill Education. 1134 s. ISBN: 0070681139

Röntynen, V. (2016) Turbiinirevision dokumentointi. Jyväskylän ammattikorkeakoulu. Opinnäytetyö.

Sadeghbeigi, R. (1995) Fluid Catalytic Cracking Handbook: Design, Operation, and Troubleshooting of FCC Facilities. 2. painos. Houston, Texas, USA: Gulf Publishing Company. 369 s. ISBN 978-0-88415-289-7.

Salmio, Harri. (2017) Suullinen tiedonanto aikavälillä 2.5.-27.11.2017. Kehitysinsinööri, Neste Oyj.

Shlyakhin, P. (2013) Steam Turbines: Theory and Design. Moscow, Russia: Foreign Languages Publishing House. Käännetty versio.

Tamminen, Esa. (2017) Suullinen tiedonanto aikavälillä 2.5.-27.11.2017. Senior Process Specialist, Neste Oyj.

Teir, S. & Kulla, A. (2002) Steam/Water Circulation Design. Helsinki University of Technology Department of Mechanical Engineering. Espoo, Finland: Energy Engineering and Environmental Protection Publications. Steam Boiler Technology eBook.

Tervonen, M. (2015) Vedyn marginaalihinta. Insinööriyö. Helsinki, Suomi: Metropolia Ammattikorkeakoulu. 46 s.

Tilastokeskus.fi verkkosivut. Polttoaineluokitus 2017. Käyty 27.11.2017. Saatavissa: http://www.tilastokeskus.fi/tup/khkinv/khkaasut_polttoaineluokitus.html

Veolia Services Suomi Oy verkkosivut. Veolia Pohjoismaissa. Käyty 20.6.2017. Saatavissa: <http://www.veolia.com/nordics/fi/yritystiedot/yritystiedot/veolia-pohjoismaissa>

Wang, Q. & Chung, Y. (2013) Encyclopedia of Tribology. USA: Springer US. 4139 s. ISBN 978-0-387-92896-8

Waschka, W., Wittig S. & Kim, S. (1990) Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth Seals. USA: ASME Journal of Turbomachinery 114. DOI: 10.1115/1.2929166

Wikstén, R. (1995) Virtauskoneet. 3. korjattu painos. Espoo, Suomi: Teknillinen korkeakoulu. 242 s.

Wikimedia Commons. (2005) Labyrinth seal. Käyty 29.5.2017. Saatavissa: <https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Labyrinth-seal.png>

Wikimedia Commons. (2012) 2-D Schematic of Nozzle governor for steam turbines. Käyty 20.11.2017. Saatavissa: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Nozzle_governor_sch.png

Wikimedia Commons. (2013) Steam turbine rotor. Käyty 29.5.2017. Saatavissa: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Turbine_Rotor.jpeg

Willenborg, K., Kim S. & Wittig, S. (2001) Effects of Reynolds Number and Pressure Ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. USA: ASME Journal of Turbomachinery 123. DOI:10.1115/1.1397304

Wittig, S., Dörr, L., & Kim, S. (1983) Scaling Effects on Leakage Losses in Labyrinth Seals. USA: ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 105. DOI:10.1115/1.3227416

Yamada, Y. (1962) On the Pressure Loss of Flow between Rotating Co-Axial Cylinders with Rectangular Grooves. Japan: Bulletin of JSME 5. DOI:10.1299/kikai1938.28.117

Liiteluettelo

Liite 1. Korrelaatiokerroin suoralle labyrinttitiivisteelle, ekstrapoloitu. 1 sivu.

Liite 1. Korrelaatiokerroin suoralle labyrinttitiivisteelle, ekstrapoloitu

